

**Desenvolvimento de um queimador em leito fluidizado
borbulhante para queima de biomassa.
Adaptação a caldeira pré-existente.**

Paulo Gustavo Cardoso dos Santos

Relatório do Projecto Final / Dissertação do MIEM

Orientador: Prof. Carlos Tavares Pinho



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Março 2009

Resumo

O objectivo fundamental deste trabalho consistiu no desenvolvimento de um queimador em leito fluidizado borbulhante para a queima de biomassa. Adaptação a uma caldeira de termofluido pré-existente.

Abstract

The main objective of this work is the development of a bubbling fluidized bed burner, and the adaptation to an already existing thermal fluid boiler

Agradecimentos

Agradeço em primeiro lugar ao Professor Carlos Pinho, a disponibilidade, o apoio, o profundo conhecimento científico demonstrado fruto da sua longa experiência e os recursos disponibilizados.

À Henriqueta, minha mulher, pela sobrecarga que teve de assumir nestes últimos meses e ao meu filho Gustavo, que sentiu o meu afastamento.

Conteúdo

RESUMO	3
ABSTRACT	4
AGRADECIMENTOS	5
Índice de Figuras e Tabelas	12
Índice de Figuras	12
Índice das Tabelas	13
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	15
1.1 - MOTIVAÇÃO	15
1.2 - ENERGIA	15
1.2.1 - Energias renováveis	17
1.2.1.1 - Energias renováveis na União Europeia	18
1.2.1.2 - Enquadramento – Energias renováveis em Portugal	19
1.3 - OBJECTIVO	23
CAPITULO 2 - A BIOMASSA	24
2.1 - POTENCIAL DA BIOMASSA	27
2.2 - PERSPECTIVAS FUTURAS:	28
2.3 - CLASSIFICAÇÃO DA BIOMASSA	29
2.3.1 - Norma Europeia CEN TC 335	29
2.3.1.1 - Tratamento prévio elaborado	31
2.3.1.2 - Tipos de CDR	32
2.3.2 - Classificação segundo a proveniência	32
2.3.2.1 - Resíduos primários	32
2.3.2.2 - Resíduos secundários	32
2.3.2.3 - Resíduos terciários	33
2.3.2.4 - Espécies de rápido crescimento	33
2.4 - PROPRIEDADES DA BIOMASSA	33
2.4.1 - Humidade	33
2.4.2 - Poder calorífico	34
2.4.3 - Teores de carbono fixo e de matéria volátil	34

2.4.4 - Teor de cinza/resíduo	35
2.4.5 - Teor de metais alcalinos	35
2.4.6 - Massa volúmica (a granel)	35
2.4.7 - Rácio celulose/lenhina	36
2.5 - CARACTERIZAÇÃO ENERGÉTICA DA BIOMASSA	36
CAPÍTULO 3 - LEITO FLUIDIZADO	39
3.1 - COMBUSTÃO	39
3.2 - CONVERSÃO DE BIOMASSA EM ENERGIA	40
3.2.1 - Tecnologias de conversão termoquímica	40
3.2.2 - Instalações de conversão de biomassa em energia	44
3.3 - COMBUSTÃO DA MADEIRA	46
3.4 - ARTICULAÇÃO ENTRE A BIOMASSA E OS SISTEMAS DE COMBUSTÃO	48
3.4.1 - Preparação prévia da biomassa - Módulo 1	50
3.4.1.1 - Florestal ou Agrícola	51
3.4.1.2 - Indústria Madeireira e do Mobiliário	51
3.4.2 - Armazenamento e alimentação de biomassa - Módulo 2	52
3.4.3 - Fornalha e queimador - Módulo 3	52
3.4.4 - Caldeira e/ou turbina-alternador - Módulo 4	52
3.4.5 - Tratamento dos gases de combustão - Módulo 5	53
3.4.6 - Sistema de remoção de cinzas/escória - Módulo 6	53
3.4.7 - Controlo do processo - Módulo 7	53
3.5 - FLUIDIZAÇÃO	53
3.5.1 - Introdução à combustão em leito fluidizado borbulhante	56
3.5.2 - Desvantagens e vantagens	58
CAPÍTULO 4 - CALDEIRA DE TERMOFLUIDO PARA QUEIMA DE BIOMASSA	60
4.1 - INTRODUÇÃO	60
4.2 - CLASSIFICAÇÃO GENÉRICA DE CALDEIRAS INDUSTRIAIS	61

4.2.1 - Fluido a aquecer:	61
4.2.2 - Tipo de corpo de transferência de calor	62
4.2.2.1 - Tubos de água ou aquotubular, ou tubos de óleo	62
4.2.2.2 - Tubos de fumos ou gás-tubular, ou pirotubular	63
4.2.3 - Fonte energética a utilizar	64
4.2.4 - Pressão do fluido	66
4.2.5 - Aplicação	67
4.3 - RESENHA “HISTÓRICA” – CALDEIRAS COM QUEIMA DE BIOMASSA.....	67
4.3.1 - Caldeiras de termofluido	70
CAPÍTULO 5 - CÁLCULOS	71
5.1 - COMBUSTÃO	71
5.1.1 - Estequiometria da combustão	71
5.1.2 - Excesso de ar	72
5.1.3 - Ar a fornecer à combustão.....	73
5.1.4 - Cálculo dos produtos de combustão	74
5.2 - PARÂMETROS DE FUNCIONAMENTO DO LEITO FLUIDIZADO	74
5.2.1 - Tempo de queima de uma carga de partícula de combustível	75
5.2.1.1 - Teoria	75
5.2.1.2 - Análise dos resultados obtidos	79
CAPITULO 6 - CARACTERIZAÇÃO HIDRODINÂMICA DO LEITO	83
6.1 - VELOCIDADES.....	83
6.1.1 - Velocidade mínima de fluidização : U_{mf}	84
6.1.2 - Velocidade média de fluidização : U	85
6.1.3 - Velocidade terminal: U_T	86
6.2 - PERDA DE CARGA NO LEITO : ΔP_L	87
6.3 - TIPO DE FLUIDIZAÇÃO	88
6.4 - DIÂMETRO EQUIVALENTE MÉDIO DA BOLHA: D_E	88
6.5 - TDH – ALTURA DE DESAGREGAÇÃO	88

6.6 - PLACA DISTRIBUIDORA.....	89
6.7 - ÁREA DO LEITO.....	92
CAPÍTULO 7 - CARACTERIZAÇÃO DA FORNALHA.....	93
7.1 - DIMENSIONAMENTO.....	94
7.1.1 - Alimentação da biomassa	96
7.1.1.1 - Tremonha	97
7.1.1.2 - Doseador de Arquimedes	98
7.1.2 - Ventilador do ar de combustão e fluidização	99
7.1.2.1 - Ventilador de ar primário – características técnicas	100
7.1.2.2 - Ventilador de ar secundário – características técnicas	100
7.1.3 - A jusante da fornalha.....	101
CAPÍTULO 8 - BALANÇO TÉRMICO AO SISTEMA.....	102
8.2 - FORNALHA.....	105
8.2.1 - Balanço de energia ao leito fluidizado	105
8.2.2 - Balanço de energia à zona livre.....	108
8.3 - CALDEIRA DE TERMOFLUIDO.....	110
8.3.1 - Balanço térmico à caldeira de termofluido	110
8.4 - VERIFICAÇÃO DA SUPERFÍCIE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	112
8.4.1 - Secção de radiação 1	114
8.4.2 - Secção de convecção 2.1.....	118
8.4.3 - Secção de convecção 2.2.....	124
8.4.4 - Convecção na secção de radiação 1	125
8.5 - PERDA DE CARGA.....	129
8.6 - CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE O TERMOFLUIDO.....	132
8.7 - CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS.....	133
8.7.1 - Fornalha	133
8.7.2 - Caldeira de termofluido	134
8.8 - PROCEDIMENTO DE ARRANQUE	135

8.9 - RESULTADOS OBTIDOS.....	136
CAPÍTULO 9 - CONCLUSÕES.....	140
9.1 - SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	140
10 - BIBLIOGRAFIA.....	141
AI.1 – DEFINIÇÃO DE BIOMASSA (RESUMO).....	145
AI.2 – EXEMPLOS DE CALDEIRAS COM QUEIMA DE BIOMASSA.....	146
AI.3 – TIPOS CONSTRUTIVOS DE CALDEIRAS	148
AI.4 – RESULTADOS DO PROGRAMA DE CÁLCULO	151
11 - NOMENCLATURA.....	152

Índice de Figuras e Tabelas

Índice de Figuras:

Figura 1 - Produção de energia eléctrica das FER em 2005, DGEG (2009).....	19
Figura 2 - Repartição da produção de energia eléctrica em 2006 das FER.....	20
Figura 3 - Ciclo “fechado” do CO ₂	25
Figura 4 - Espectro energético da biomassa na vertente termoquímica	27
Figura 5 - Procedimento dos ensaios segundo ASTM	37
Figura 6 - Principais sistemas de combustão de biomassa	42
Figura 7 - Disposição de uma instalação de conversão de biomassa em energia.....	45
Figura 8 - Esquema de uma instalação de conversão de biomassa em energia.....	50
Figura 9 - Perda de carga num leito com d_p uniforme	55
Figura 10 - Estados de fluidização	55
Figura 11 - Esquema de princípio dos sistemas de combustão de biomassa.....	57
Figura 12 - Relação temperatura - pressão de saturação do vapor de água.....	62
Figura 13 - Esquemas dos sistemas de combustão.....	79
Figura 14 - Variação da capacidade de queima (kg/s) com a carga unitária m_c de carbono (kg)	81
Figura 15 - Variação do diâmetro da partícula do carbono d_i (mm) com a capacidade de queima (kg/s).....	82
Figura 16 - Relação entre porosidade do leito e esfericidade.....	83
Figura 17 - Micrografias de partículas obtidas por microscópio electrónico	84
Figura 18 - Placas com áreas livres de: 4%, 8%, 12% e sinterizada	89
Figura 19 - Conjunto fornalha-caldeira com alimentação de biomassa	95
Figura 20 - Esquema do sistema de alimentação de biomassa	97
Figura 21 - Balanço de energia ao sistema.....	103
Figura 22 - Sequência de queima na fornalha	105
Figura 23 - Balanço de energia ao leito fluidizado.....	106
Figura 24 - Balanço de energia à zona livre	108
Figura 25 - Balanço de energia à caldeira	111
Figura 26 - Sequência de cálculo da caldeira	113
Figura 27 - Esquema de princípio da caldeira	114
Figura 28 - Identificação das superfícies do modelo.....	115
Figura 29 - Análise reológica	116

Índice das Tabelas

Tabela 1 - Histórico da taxa de crescimento anuais das FER, (DGEG, 2009)	21
Tabela 2 - Composição química do petróleo versus biomassa, (Bizzo, 2007)	22
Tabela 3 - Composição mássica típica (%) de combustíveis sólidos	38
Tabela 4 - Composição mássica (%) de biomassa.....	38
Tabela 5 - Sistemas de combustão para produção de energia eléctrica.....	41
Tabela 6 - Poderes caloríficos de alguns combustíveis líquidos	65
Tabela 7 - Poderes caloríficos de alguns combustíveis gasosos.....	65
Tabela 8 - Poderes caloríficos de alguns combustíveis sólidos.....	66
Tabela 9 - Parâmetros de combustão.....	74
Tabela 10 - Solução de queima em função de: d_i , f e m_{carga}	81
Tabela 11 - Parâmetros diversos do leito	87
Tabela 12 - Parâmetros diversos do leito	89
Tabela 13 - Parâmetros da placa distribuidora	92
Tabela 14 - Factores de forma	118
Tabela 15 - Parâmetros do cálculo da radiação	118
Tabela 16 - Temperaturas de cálculo em cada secção – convecção forçada	128
Tabela 17 - Temperaturas de cálculo em cada secção – radiação	128
Tabela 18 - Resumo de potências térmicas de cálculo em cada secção	129
Tabela 19 - Resultados do cálculo da perda de carga.....	131
Tabela 20 - Características principais da fornalha.....	133
Tabela 21 - Características técnicas da caldeira	134
Tabela 22 - Dados gerais do sistema fornalha-caldeira.....	138
Tabela 23 - Dados gerais da transferência de calor na caldeira.....	139

Capítulo 1 - Introdução

1.1 - Motivação

O presente trabalho tem como objectivo o desenvolvimento de um queimador em leito fluidizado borbulhante para a queima de biomassa e a sua adaptação a uma caldeira pré-existente.

Este trabalho tem grande actualidade pois versa:

- A substituição de combustíveis fósseis pela biomassa (fonte de energia renovável), devido ao custo e escassez dos primeiros, mas também à sustentabilidade da (s) economia (s);
- O imperativo da redução das emissões: de CO₂ devido ao efeito de estufa, de partículas sólidas e de outros poluentes indesejáveis, atendendo às novas exigências ambientais;
- A poupança nas taxas de emissão de CO₂ em vigor na União Europeia, enquadrando o conceito das melhores tecnologias disponíveis, abreviado por MTD, no caso a combustão em leito fluidizado borbulhante à pressão atmosférica, abreviado por ACLFB.

1.2 - Energia

Citando o documento “Plano de acção Biomassa” da Comissão das Comunidades Europeias, é dado o destaque à energia como um elemento fundamental para a realização dos objectivos de crescimento, emprego e sustentabilidade da Europa inclusive é declarado que a União Europeia tem de dar uma resposta forte a este desafio, (CE, 2005a).

O papel fundamental que encerra a “Energia, em sentido lato” seja electricidade, combustível, e/ou calor, pois na actualidade já não se trata de satisfazer as necessidades básicas, mas um vector primordial no desenvolvimento sustentável das sociedades. A escassez dos combustíveis fósseis obriga a uma utilização racional e eficiente dos

recursos. A energia eléctrica é uma energia nobre, de alto nível, e é por isso irracional utilizá-la no aquecimento ambiente, quando a energia química contida nos combustíveis fósseis ou a biomassa, que é uma energia de nível mais baixo, é suficiente e adequada. A energia eléctrica além de ter um preço elevado em Portugal, a sua produção recorrendo a um ciclo vapor tem um baixo rendimento eléctrico da ordem dos 30 %, isto é só 30 % da energia contida no combustível é útil, em contraponto na queima directa se obtêm rendimentos térmicos da ordem dos 80 %. Ora a energia eléctrica deve ser destinada a utilizações mais nobres em que não haja outras fontes de energia alternativas, tais como: a iluminação, a alimentação de computadores, etc. adaptado de Rodrigues (2006).

O retrato energético de Portugal, pode ser analisado por três parâmetros principais, segundo as fontes primárias, a energia final bem como por parâmetros de consumo específico:

I) Fontes primárias

Portugal dispõem de escassos recursos energéticos fósseis próprios (petróleo, o carvão e o gás), por outro lado apresenta uma dependência energética do exterior de 84,1 % reportado a 2006.

Os consumos de energia primária verificados em 2006 têm a seguinte distribuição segundo a fonte de energia:

- petróleo	55,2 %
- variação face a 2005	-3,5 %
- gás natural	13,9 %
- carvão natural	12,8 %
- fontes de energia renovável	18,1 %
- variação face a 2005	3,1 %.

II) O Consumo de energia final em Portugal verificado em 2006:

- Energia final (2006)	19 099 ktep
- Variação face a 2005	- 1,9 %.

Os principais consumidores de energia final em 2006 foram:

- Transportes	36,6 %
- Indústria	29,9 %
- Doméstico	16,7 %
- Serviços	11,9 %
- Outros*	5,6 %

* engloba os sectores da Agricultura, Pescas, Obras Públicas

III) Enumeram-se alguns parâmetros de consumo específico:

- Consumo energia final em 2006 per capita	1,8 tep/habitante
- Consumo de electricidade em 2005 per capita	4663 kWh
(um dos menores consumos da UE, 21º lugar, dos 27 Estados Membros)	
- Intensidade energética em 2005·	241,4 kgep/10 ³ Euros
- Emissão de CO ₂ em 2005 per capita	
resultante de processos de combustão·	5,79 t CO ₂
- Intensidade carbónica em 2005·	0,54 kg CO ₂ / X

Nota : X corresponde a 2000 USD

Estes dados foram obtidos da página electrónica da DGEG (2009).

1.2.1 - Energias renováveis

-“ Fontes de energia renováveis; Fontes de energia não fósseis_renováveis (energia eólica, solar, das ondas, das marés, hidráulica, de biomassa, de gases de aterros, de gases das instalações de tratamentos lixos e do biogás;” directiva comunitária 2001/77/CE, (CE, 2001).

As “Fontes de energia renováveis” serão abreviadas por FER.

As FER mais comuns são: a eólica, a hídrica, a das ondas, a das marés, a geotérmica, a solar térmica, a fotovoltaica, o biogás e a biomassa com ou sem cogeração.

As vantagens genéricas das FER são:

- Um recurso nacional;
- O seu carácter renovável;

- Estão distribuídas por todo o território, o seu consumo pode ser local;
- O impacto ambiental é reduzido;
- Apresentam balanço nulo em termos de emissão de CO₂;
- Podem contribuir para o aumento do emprego.

As desvantagens genéricas são:

- O carácter intermitente (sazonal);
- A variabilidade da qualidade do recurso ao longo tempo;
- A limitação da disponibilidade do recurso.

1.2.1.1 - Energias renováveis na União Europeia

O crescente interesse na procura e desenvolvimento de alternativas aos combustíveis fósseis, com controlo das emissões de CO₂, tem levado a comunidade científica e os demais decisores, a estudar outras fontes de energia referenciadas como renováveis, nomeadamente em sistemas de queima satisfazendo as novas exigências ambientais.

Em Março de 2007, o Conselho Europeu aprovou novas metas para as FER:

- Energias renováveis: meta vinculativa de 20 % até 2020, em relação ao consumo de energia na EU;
- Biocombustível: meta mínima vinculativa de 10 %, a atingir por todos os EM (estados membros); até 2020”, DGEG (2009).

Em Dezembro de 2005, a Comissão das Comunidades Europeias apresentou uma proposta designada de “Plano de acção da biomassa” em que faz o ponto da situação na União europeia, abreviado por EU: onde se refere que apenas cerca de 4 % das necessidades energéticas são asseguradas pela biomassa, e seria possível aumentar a sua utilização de 69 Mtep em 2003, para 185 Mtep em 2010, sem contudo deixar de respeitar as boas práticas agrícolas e principalmente, salvaguardar a produção sustentável da biomassa. O referido plano de acção, a ser implementado poderia elevar a utilização biomassa para 150 Mtep já em 2010, e o potencial energético de 185 Mtep atrás indicados, poderiam ter a seguinte repartição: 43 Mtep seriam de origem florestal, 100 Mtep seriam resíduos provenientes das indústrias: madeireira e agro-alimentares, e por fim 43-46 Mtep provenientes de culturas energéticas de rápido crescimento.

Em 2007, a Presidência Portuguesa da EU estabeleceu uma meta ainda mais exigente, expressa no conselho de primavera chamada estratégia 20-20-20 a saber:

I) Uma redução de emissões de 20 %, até 2020;

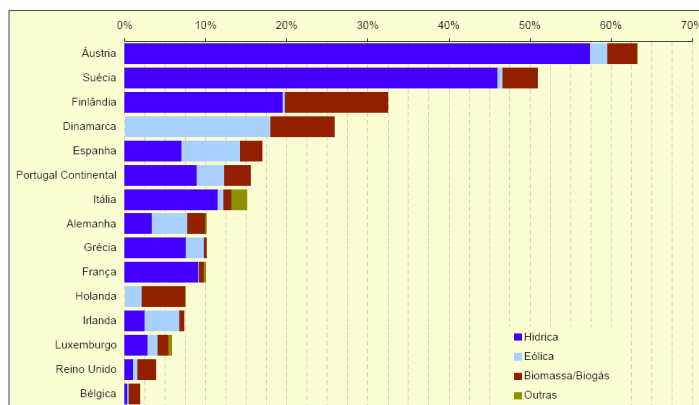


Figura 1 - Produção de energia eléctrica das FER em 2005, DGEG (2009).

II) Uma meta vinculativa de 20 %, para as energias renováveis em 2020;

III) uma redução de 20 % do consumo energético em 2020.....,(PT 2007).

1.2.1.2 - Enquadramento – Energias renováveis em Portugal

As energias renováveis podem ser analisadas, em quatro vertentes distintas nomeadamente na produção de: energia eléctrica, energia térmica, a energia mecânica (menos comum), e por fim a produção de biocombustíveis. O diagnóstico das FER em Portugal é o seguinte:

Começando pela produção de energia eléctrica a partir das FER, o contributo das FER para o consumo total de energia primária em Portugal reportado a 2006 foi de 18,1 %, a que corresponde a produção de energia eléctrica de 16 481 GWh, e uma potência instalada total de 7088 MW, repartidos por ordem decrescente de importância e consoante a fonte de energia:

Hídrica	4868	MW
Eólica	1699	MW
Biomassa, biogás e resíduos sólidos urbanos	487	MW
Geotérmica	30	MW
Fotovoltaica	3,4	MW

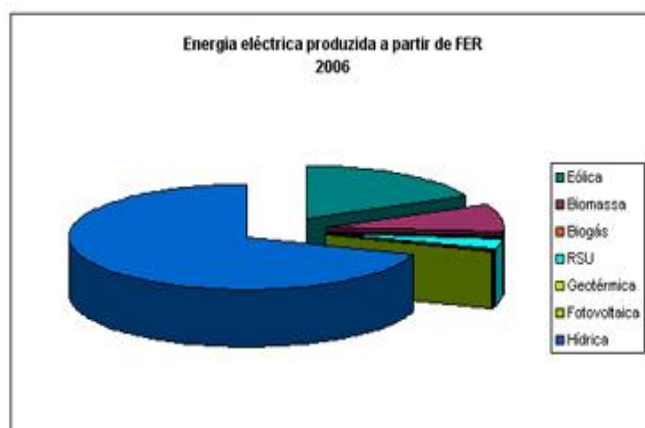


Figura 2 - Repartição da produção de energia eléctrica em 2006 das FER

Da Tabela 1 resulta evidente que a Eólica aparece com a taxa de crescimento anual mais elevada, seguida do Biogás, da Fotovoltaica e da Biomassa sem Co-geração.

No que respeita à vertente energia térmica (calor), a partir das FER, dado que o tema em análise são os sistemas de queima e a produção de energia térmica, a comparação a existir, vai ser feita entre a biomassa e os combustíveis fósseis. A Tabela 2 evidencia o contraste entre os teores de carbono e de oxigénio, enquanto que o poder calorífico inferior dos derivados do petróleo é constante e superior a 40.000 kJ/kg segundo Pinho (2005a), o da biomassa é uma estimativa para as condições de ensaio e terá um máximo de 21.000 kJ/kg, (McKendry, 2002a).

Nas pequenas, médias ou grandes indústrias, há em regra consumos importantes de energia térmica (calor) em como é caso, por exemplo, das indústrias: cerâmica, dos aglomerados, madeireira, do calçado, da cortiça, têxtil, das confecções, agro indústria, etc. Os combustíveis fósseis são geralmente os mais utilizados, a electricidade é raramente utilizada dado o seu elevado custo, excepto na climatização de pequenas/médias áreas de serviços. Há contudo indústrias que tradicionalmente consomem “biomassa”, é o caso da cerâmica, que utiliza lenha nos fornos, a indústria madeireira, e dos aglomerados que utiliza a estilha e/ou serrim para aquecimento de estufas e para o processo de fabrico, seguem-se outros exemplos: a indústria da cortiça, do arroz, do azeite e oleaginosas, queimam nas caldeiras respectivamente o pó de cortiça, a casca de arroz, o bagaço e caroço da azeitona.

	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	Abr 2008	TCMA
Hídrica Total	4 263	4 288	4 292	4 561	4 752	4 802	4 805	4 806	2,0%
Grande Hídrica (>30MW)	3 783	3 783	3 783	4 043	4 234	4 234	4 234	4 234	1,9%
PCH (>10 e <=30 MW)	240	251	251	251	232	281	281	281	2,7%
PCH (<= 10 MW)	240	254	258	267	286	287	290	291	3,2%
Eólica	114	175	253	537	1 047	1 681	2 108	2 375	62,6%
Biomassa (ol/ cogeração)	344	372	352	357	357	357	357	357	0,6%
Biomassa (c/ cogeração)	8	8	8	12	12	24	24	24	20,1%
Resíduos Sólidos Urbanos	88	88	88	88	88	88	88	88	0,0%
Biogás	1,0	1,0	1,0	7,0	8,2	8,2	12,4	12,4	52,1%
Fotovoltaica	1,3	1,5	2,1	2,7	2,9	3,4	14,5	18,9	49,5%
Ondas/Marés									
Total	4 819	4 934	4 996	5 565	6 267	6 964	7 409	7 681	7,4%

TCMA - Taxa de Crescimento Média Anual entre 2001 e 2007

Tabela 1 - Histórico da taxa de crescimento anuais das FER, (DGEG, 2009)

Os resíduos florestais, quer sejam proveniente da limpeza (parcial) das matas, quer da parte rejeitada das árvores pela indústria madeireira, e do mobiliário como é o caso de madeira fina com diâmetro < 7 cm, casca do tronco e troncos com dimensões incompatíveis que são rejeitados constituem outra fonte importante designada de biomassa de florestal. A título de exemplo, as quotas de resíduos provenientes do corte de madeira atinge os valores de 54,8 % para o pinheiro, e 56,2 % para o carvalho, da massa de madeira inicial, isto é mais de metade de uma “árvore” é desperdiçada, estes valores são referidos para troncos com mais de 7 cm de diâmetro, (Staiss e Pereira, 2001). A finalidade da queima da biomassa é obter energia térmica na forma de ar quente para estufas e aquecimento de grandes espaços, calor (directamente ou indirectamente) em fornos, vapor, termofluido e/ou energia eléctrica.

Contudo, os sistemas de queima actuais apresentam, entre outros aspectos: uma eficiência térmica baixa, e emissões de poluentes elevadas. O desafio é então melhorar os sistemas de produção de calor, sem ter de recorrer a sistemas de tratamentos de gases dispendiosos, tanto do ponto vista de investimento como de operação. Por último uma breve referência às culturas energéticas, que são espécies dedicadas de rápido crescimento com vista à sua utilização posterior com fins energéticos, tanto na produção de biocombustíveis e/ou então para produção de biomassa sólida para queima directa.

Análise elementar	Y (%) fracção mássica	
Elemento	petróleo	biomassa
C	83 a 87	44 a 50
H	11 a 14	5 a 6
S	0,05 a 8	<0,01
N	0,1 a 1,7	0,5 a 2
O	~0,5	42 a 48
Metais (Fe,Ni,V,etc.)e cinzas	~0,3	0,5 a 2 (típico)

Tabela 2 - Composição química do petróleo versus biomassa, (Bizzo, 2007)

1.3 - Objectivo

O presente estudo pretende demonstrar que é possível substituir o sistema de queima de uma caldeira de termofluido existente, fazendo uma beneficiação, quando por razões técnicas ou económicas não interesse adquirir um equipamento novo, isto é caldeira e queimador dedicados.

Escolheu-se um queimador em leito fluidizado borbulhante, para se poder atingir esse objectivo.

Os dados principais a equacionar são:

- Potência calorífica da caldeira existente	500	kW
- Temperatura média de serviço	300	°C
- Temperatura de saída/entrada da caldeira	325/275	°C
- Fluido	termofluido	
- Tipo	fluido orgânico	
- Marca	Solutia	
- Referência	Therminol 68**	
- Biomassa sólida	eucalipto	
- <i>P.C.I.</i>	18.070	kJ/kg*
- Estado	seco	

As principais restrições são:

- Minimizar os custos de investimento e operação do sistema;
- Respeitar as novas exigências ambientais;
- Os atravancamentos da caldeira de termofluido existente.

* valor retirado de Bassam (1998).

** valores retirados de Pinho (2008).

Capítulo 2 - A biomassa

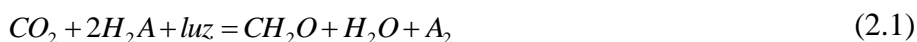
É a acumulação da matéria orgânica produzida pelo crescimento e desenvolvimento dos organismos vivos, e os que recentemente deixaram de o ser e inclui tanto a matéria vegetal como a animal, (McKendry, 2002a). O termo biomassa também é utilizado para designar toda a matéria orgânica não fóssil, de origem biológica, que pode ser explorada para fins energéticos. No Apêndice I, constam ainda outras duas definições sobre biomassa, nomeadamente: D.L.nº178/2006 e a directiva comunitária 2001/77/CE, (CE, 2001).

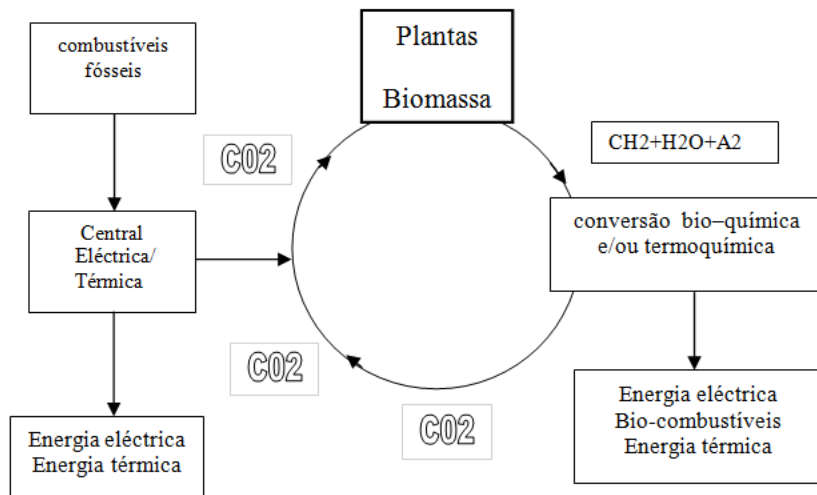
A vertente da biomassa que interessa desenvolver está relacionada com a combustão, e tem a ver com os resíduos sólidos referidos adiante em 2.3.2.1, como resíduos primários: subprodutos da actividade florestal e agrícola e em 2.3.2.2, como resíduos secundários: subprodutos do processamento de biomassa decorrentes das actividades madeireira, do mobiliário, entre outras.

A biomassa, é a matéria vegetal formada pela reacção entre o CO₂ existente no ar ambiente, a água e a radiação solar que através da fotossíntese produz hidratos de carbono.

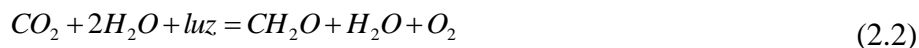
A fotossíntese geralmente, converte menos de 1 % da radiação solar disponível em energia química armazenada na estrutura da biomassa, sob a forma de ligações químicas. A biomassa ao ser processada posteriormente de modo eficiente (via termoquímica ou bioquímica), liberta essa energia química sob a forma de carbono que quando combinada com oxigénio, sofre uma reacção de oxidação (exotérmica) de que resulta CO₂ e H₂O. Dá origem a um ciclo fechado de CO₂, de acordo com a Figura 3 daí poder afirmar-se que o balanço de CO₂ é nulo, pois a quantidade de CO₂ absorvida durante a vida da planta é equivalente à libertada aquando da sua posterior conversão energética, (McKendry, 2002a).

A fotossíntese é o processo pelo qual os organismos contendo clorofila, como é o caso plantas verdes, algas e algumas bactérias, captam a radiação solar (luz) convertendo-a em energia química. A expressão química geral da fotossíntese, em que a massa dos reagentes é diferente da massa dos produtos da reacção, é a equação 2.1:



Figura 3 - Ciclo “fechado” do CO₂

Quando se trata de plantas verdes ou algas: H₂A é H₂O (água) e A₂ é O₂ (oxigénio), pois a água representa o composto a ser oxidado, donde vão ser libertados electrões e CH₂ é a fórmula geral dos hidratos de carbono incorporados pelo crescimento dos organismos, (McKendry, 2002a), a equação 2.1, passa a ter um aspecto mais corrente:



A fotossíntese envolvendo a água referente à equação 2.2 é a mais importante e a mais estudada, é composta por duas fases: a primeira com uma série de reacções dependentes da radiação luminosa mas independentes da temperatura. O aumento da taxa de reacção da primeira série de reacções pode ser obtida apenas com o aumento da radiação luminosa, dentro de dados limites, enquanto na segunda série de reacções, também chamadas de reacções negras, o aumento da taxa de reacção é conseguido pelo aumento da temperatura, igualmente dentro de dados limites, (McKendry, 2002a). Outro parâmetro importante para a caracterização da biomassa e posterior conversão termoquímica ou bioquímica, é o mecanismo fotossintético das plantas, há dois grupos a considerar, o C3 e o C4. As plantas C4 acumulam uma maior massa de carbono. Há uma distinção básica entre as plantas mecanismo C3 ricas em lenhina, designadas de espécies lenhosas, e as C4 ricas em celulose, designadas de espécies herbáceas, no entanto as plantas herbáceas podem usar tanto o mecanismo C3 como o C4. Verificou-se recentemente, que é mais fácil a conversão da celulose (plantas C4) via hidrólise enzimática/ácida e subsequente conversão da glucose em álcool, através da

fermentação, do que através de plantas C3 lenhosas. Contudo ambas as plantas C3 e C4, têm interesse para a conversão energética, e a sua utilização varia consoante o clima e as características do solo, (McKendry, 2002a).

A conversão da biomassa em energia também designada de bioenergia abrange uma gama vasta de diferentes tipos e fontes de biomassa, opções de conversão, produtos finais consoante a aplicação e diferentes exigências de instalações ou infraestruturas.

A biomassa destaca-se das restantes FER por ser a única fonte onde a energia solar é armazenada (à escala da vida humana) e a única fonte renovável de carbono, podendo esta ser convertida, na vertente termoquímica, de acordo com a Figura 4 em cinco produtos finais principais como:

- Combustível sólido para a produção de calor e/ou electricidade através dos gases quentes provenientes da combustão (queima directa);
- Combustível gasoso: Gás “pobre” biocombustível gasoso para: accionar motores de ignição por faísca (ciclo Otto), mas também pode ser queimado em caldeiras para produção de calor e/ou electricidade;
- Combustível gasoso: Gás “médio” biocombustível gasoso (metano) para accionar motores de ignição por faísca (ciclo Otto), mas também pode ser queimado em caldeiras para produção de calor e/ou electricidade ou produção para armazenamento e revenda;
- Combustível líquido: biocombustível (metanol ou etanol), para consumo directo ou produção para armazenamento e revenda;
- Biocombustível líquido: biocombustível (mais viscoso) como o fuel óleo e destilados também para consumo directo ou produção para armazenamento e revenda, (McKendry, 2002b).

Fica patente que a biomassa é um transportador de energia por excelência com a vantagem, contrariamente aos combustíveis fósseis, de não aumentar as emissões de CO₂ na atmosfera. A combustão de 1 tonelada de biomassa evita a emissão de CO₂ resultante da combustão, por exemplo na queima do gasóleo, são emitidos cerca de 1500 kg de CO₂ excluindo a sua preparação que é de cerca de 140 kg de CO₂, enquanto na preparação da biomassa, é de apenas 43 kg de CO₂, (Staiss e Pereira, 2001).

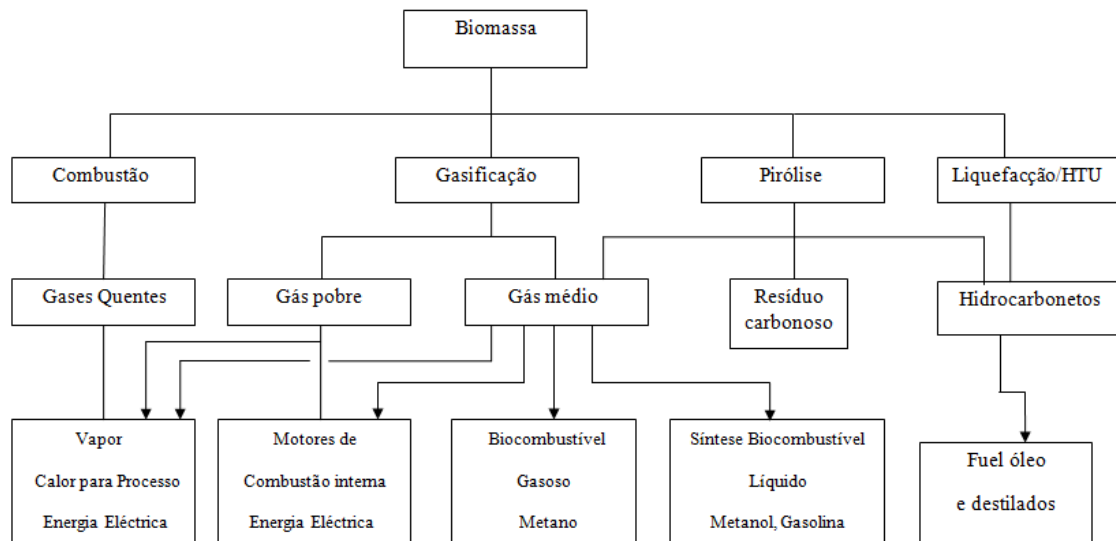


Figura 4 - Espectro energético da biomassa na vertente termoquímica

Gás pobre/médio é a designação, para o biocombustível gasoso, como tendo um *P.C.I.* inferior ao dos combustíveis fósseis gasosos que é da ordem de 9.900 kJ/Nm³, enquanto que os decorrentes da conversão da biomassa no caso do gás médio são a partir de 9.000 a 11.000 kJ/Nm³, ou o gás pobre na gasificação da ordem 4.000 a 6.000 kJ/Nm³, (Mc Kendry, 2002b). O caudal de um normal metro cúbico de um gás, em Nm³/h, é igual a um metro cúbico desse gás, em m³/h, se as condições de pressão e temperatura forem normais e abrevia-se por *P.T.N.*, de acordo com a equação 2.3, verifica-se a igualdade para $T = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ com $P = 1\text{ atm}$.

$$1\text{Nm}^3 / h = 1\text{m}^3 / h \times \left(\frac{273}{273 + T(^{\circ}\text{C})} \right) \quad (2.3)$$

2.1 - Potencial da Biomassa

A biomassa tem um contributo actualmente de 10 a 15 % do consumo de energia primária mundial, estima-se em cerca de 45 a 55 EJ (ExaJoule). Ao nível dos países desenvolvidos representa já 9 a 14 % dos consumos energéticos nacionais, enquanto nos países em vias de desenvolvimento atinge entre os 20 a 33 %. Num considerável número de países chega a representar cerca de 50 a 90 % de energia primária; A Suécia formulou uma meta exigente de 40 % do consumo de energia primária passar a ser assegurado pela biomassa, por volta de 2020, (Khan et al., 2009).

A UE decidiu aumentar os objectivos nas FER:

“- Energias renováveis: meta vinculativa de 20 % até 2020, em relação ao consumo de energia na UE

- Biocombustível: meta mínima vinculativa de 10 %, a atingir por todos os EM (estados membros)até 2020”, (DGEG, 2009).

Daqui resulta uma margem importante de crescimento para a utilização da biomassa.

- Tem um impacto ambiental em termos de balanço de emissão de CO₂ nulo, o que não acontece com os combustíveis fósseis.

- É uma realidade incontornável para o aquecimento residencial através das lareiras e recuperadores, os vulgares fogões a lenha, nas indústrias que consomem tradicionalmente biomassa, entre outros, como já acontece por todo o mundo.

- O contributo que a biomassa poderá ter a nível da União Europeia no chamado comércio das emissões, a que está subjacente o pagamento futuro de taxas de emissão de CO₂, se forem tomadas já as medidas adequadas, (Mc Kendry, 2002a).

ExaJoule (EJ) unidade de Energia: 1 EJ = 10E18 Joule.

2.2 - Perspectivas Futuras:

As perspectivas futuras para intensificar o desenvolvimento da biomassa como fonte de energia são genericamente:

- Os recentes desenvolvimentos tecnológicos relativo à conversão em energia através de espécies de rápido crescimento, a perspectiva de utilização da biomassa a preços mais baixos e maiores eficiências de conversão, com a utilização de resíduos de biomassa de baixo custo para produção de energia eléctrica são já competitivos com os combustíveis fósseis;

- A Comissão Europeia salienta a importância dos biocombustíveis na sua política de transportes, no documento: “A política Europeia de transportes no horizonte 2010: a hora das opções” tendo como pressupostos: o aumento verificado entre 1990 e 2010 de 50 % das emissões de CO₂, dos quais 84 % diz respeito aos transportes rodoviários, a dependência do petróleo em 2003 de 98 % e por fim o imperativo da utilização de combustíveis alternativos, (CE, 2003);

- A possibilidade de obter energia eléctrica a preços competitivos, através da gasificação, com a produção de metanol e hidrogénio;
- O facto da Europa e dos EUA, serem excedentários em produção agrícola e com terrenos sem cultivo, permitirá o aproveitamento, minimizando o abandono das zonas rurais e o pagamento de subsídios comunitários, o que permite perspectivar que se trata de uma via com um futuro promissor;
- A ameaça das alterações climáticas devidas às elevadas emissões de gases com efeito de estufa, em que o CO₂ é o mais importante;
- A biomassa é um recurso endógeno e em geral está disponível localmente e vem dinamizar a economia local e regional, além de poder fomentar a criação de emprego;
- Vem criar um desenvolvimento sustentável se as culturas de rápido crescimento forem pouco intensivas e inclusive permitirem a recuperação de terrenos abandonados;
- Apresenta vantagens na sua utilização na queima combinada, por exemplo com o carvão, reduzindo as emissões de SO₂ e de NO_x.

2.3 - Classificação da biomassa

Resíduo: “Qualquer substância ou objecto de que o detentor se desfaz ou tem intenção ou a obrigação de se desfazer”, (prNP 4486, 2008).

Existem várias classificações para a Biomassa, apenas serão abordadas duas delas, uma de acordo com a Norma Europeia CEN TC 335 que classifica o tipo básico de biomassa, outra com a proveniência da biomassa.

2.3.1 - Norma Europeia CEN TC 335

Esta primeira classificação é segundo a referida norma, baseada na origem e fonte da biomassa, e está hierarquizada por grupos:

Grupo 1 - biomassa lenhosa;

Grupo 2 - biomassa herbácea;

Grupo 3 - biomassa de frutos;

Grupo 4 - misturas e combinações;

A norma CEN TC 335 está dividida em 5 subgrupos de qualidade:

- WG1 (terminologia, definições e descrição);
- WG2 (classes e especificação do combustível);
- WG3 (amostra e redução de amostra);
- WG4 (ensaios mecânicos e físicos);
- WG5 (métodos de ensaios químicos);

Referem-se alguns exemplos de cada grupo, (Gonçalves, 2008) no que respeita à combustão da biomassa:

Grupo 1 - biomassa lenhosa (madeira)

Este grupo engloba: aparas de madeira, peletes, troncos de madeira, serrim, etc; As espécies lenhosas são caracterizadas pela fraca taxa de crescimento composta por fibras coesas, apresentando uma superfície exterior rígida e utilizam geralmente o mecanismo fotossintético em C3, são exemplos: o salgueiro (*salix* spp.), o choupo (*populus* spp.), o eucalipto (*eucalyptus* spp.), o trigo. Não possibilitam a conversão para álcool (etanol), dado serem ricos em hidratos de carbono.

Grupo 2 - biomassa herbácea

As espécies herbáceas, são espécies perenes, composta por fibras menos coesas que as anteriores, têm uma taxa de crescimento rápido, indicando uma baixa proporção de lenhina, que liga as fibras celulósicas, utilizam o mecanismo fotossintético em C4, tendem a acumular uma maior quantidade de carbono do que o C3. São exemplos que utilizam o mecanismo fotossintético em C4: o cardo (*cynara cardunculus*), o sorgo forrageiro (*sorgum*), o milho e a alcachofra, com destaque para o *miscanthus*, é ideal como espécie de rápido crescimento para a produção de bio-combustíveis. Também há espécies herbáceas utilizando o mecanismo fotossintético em C3, como é o caso dos cereais.

Grupo 3 - biomassa de frutos

É o caso, por exemplo da oliveira, cujo fruto é a azeitona, utiliza-se o caroço da azeitona e o bagaço da azeitona para queima e produção de vapor para o processo produtivo.

Grupo 4 - Misturas e combinações

Combustível derivado de resíduos (CDR), ou em inglês RDF (refuse derived fuel) é uma designação típica dos combustíveis sólidos tendo por origem resíduos sólidos, não têm definições técnicas específicas. Aplica-se a todos os resíduos não perigosos, para utilização com vista à recuperação de energia em unidades de

incineração e co-incineração, as suas especificações técnicas satisfazem os requisitos da norma CEN/TS definidas na página 6 da norma prNP 4486 (2008). Aqui se incluem como matérias-primas resíduos sólidos urbanos, resíduos industriais não perigosos, resíduos de construção e demolição, lamas de ETAR e outros.

Combustível sólido recuperado (CSR) é o combustível que foi submetido a uma preparação prévia de acordo com a norma CEN/TS 15357:2006, a partir de resíduos não perigosos, destinados a serem utilizados para instalações de incineração, as suas especificações técnicas satisfazem os requisitos da norma CEN/TS 15359:2006. A norma portuguesa, (prNP 4486, 2008) combina os requisitos das classes definidas pela norma EN/TS 359:2006 com os respectivos métodos de ensaio e gestão da qualidade, bem como a utilização de um conjunto de documentos da norma CEN TC 343. As normas CEN TC 343 - definem 5 classes/grupos de qualidade em função da análise de três parâmetros principais: *P.C.I.*, teor em cloro, teor em mercúrio.

2.3.1.1 - Tratamento prévio elaborado

Com o objectivo de aumentar o *P.C.I.*, melhorar a qualidade na combustão ao melhorar a sua homogeneidade, tornando-se mais fácil e económico o seu transporte. Poderá, por exemplo, adicionar-se turfa ao material lenhoso, obtendo uma biomassa com características de queima superiores com taxas de combustão comparáveis à do carvão, e em consequência uma redução de emissão de poluentes. A preparação prévia pode incluir basicamente dois tratamentos, o tratamento mecânico e biológico e o de bio-estabilização:

I) TMB - tratamento mecânico e biológico

Consiste na separação mecânica, homogeneização e selecção de fluxos, a redução do tamanho da partícula, a secagem, e densificação e por fim o embalamento e o armazenamento. A redução do tamanho da partícula d_{pcomb} , pode ser feita por ordem decrescente de granulometria através de: destroçamento, trituração (tritador de parafuso ou maxilas) e por último moagem (moinho de martelos ou esferas).

II) Bio-estabilização

Pode ser aeróbia ou anaeróbia, consiste no aproveitamento da fracção orgânica não putrescível para o enriquecimento do combustível (aumento do *P.C.I.*) e inclui ainda o embalamento e o armazenamento.

2.3.1.2 - Tipos de CDR

I) Granel: material solto, de baixa massa volúmica, transportado via pneumática.

II) Peletes: são agregados, por exemplo, de serradura ou aparas madeira, com a forma de cubo, disco ou cilindro, sujeitos a um processo de compressão usuais com taxas 6 a 8:1, isto é, uma redução do volume inicial de 8 m³ para 1 m³. Os peletes produzidos a partir da limpeza das florestas e dos desperdícios da indústria da madeira, triturados, moídos e secos, e depois de transformados em pó são comprimidos para obter a forma final. Obtém-se um combustível sólido 100% natural, com um elevado poder calorífico devido à reduzida humidade, com uma redução da massa volúmica até 10 vezes da inicial. O produto final é um material aglomerado com uma secção circular característica $d < 25$ mm, (prNP 4486, 2008).

III) Briquetes: são agregados, por exemplo, de serradura ou aparas madeira, com a forma paralelepípedica, ou de cilindro, o processo de compressão é semelhante ao dos peletes mas carece apenas de ser triturado, com uma secção característica $d > 25$ mm, (prNP 4486, 2008).

2.3.2 - Classificação segundo a proveniência

Esta classificação é também ajustada para a abordagem à combustão de biomassa, pois é feita segundo a proveniência dos resíduos,

2.3.2.1 - Resíduos primários

Subprodutos decorrentes das actividades de desbaste e de limpeza, das florestas bem como da actividade agrícola e da indústria agro-alimentar, tais como: madeira, palha, cereais, milho, etc.

2.3.2.2 - Resíduos secundários

Subprodutos do processamento de biomassa decorrentes das actividades de produtos alimentares ou que utilizam a biomassa como matéria-prima, tais como as indústrias: madeireira, do mobiliário, de bebidas, da pasta do papel, de cascas e caroços de frutos.

2.3.2.3 - Resíduos terciários

Subprodutos de biomassa em estado usado, tais como: madeira de demolições e resíduos diversos como sejam, por exemplo: embalagens, estrados e paletes de madeira.

2.3.2.4 - Espécies de rápido crescimento

São culturas dedicadas com vista ao aproveitamento energético é exemplos começando pelas lenhosas: o choupo, o salgueiro, o eucalipto; no caso das herbáceas o sorgo, o miscanthus, a cana do açúcar, (McKendry, 2002a). Uma cultura de rápido crescimento deve ter basicamente as seguintes características: máxima produção de massa seca por hectare, baixo consumo energético na sua produção, baixo custo, composição contendo o mínimo de contaminantes, diminuta exigência de nutrientes, que terão de ser compatíveis com as características específicas climáticas e de solo de cada país ou região, devendo ser dotada de uma grande resistência à infestação e minimizando as necessidades de fertilizantes.

2.4 - Propriedades da Biomassa

As propriedades principais da biomassa, (Mc Kendry, 2002a) são:

- a humidade;
- o poder calorífico;
- os teores de carbono fixos e voláteis;
- o teor de cinza/resíduo;
- o teor de metais alcalinos;
- a massa volúmica (a granel).

Daqui em diante a biomassa, passa a ter o significado de combustível sólido, ou o combustível sólido residual, destinado à queima directa numa instalação de conversão de energia em biomassa, abreviado por instalação.

2.4.1 - Humidade

Pode ser avaliada de duas formas: a intrínseca e a extrínseca. A primeira relacionada com o teor de humidade da própria biomassa é avaliada em laboratório, enquanto a segunda tem em conta as condições atmosféricas durante a colheita, bem como a possível contaminação do solo ou de outros agentes. A humidade é um parâmetro fundamental nos processos termoquímicos, e em particular na combustão, o

poder calorífico *P.C.I.*, varia inversamente com a humidade, e quando esta é superior a 70 %, inibe a chama, (Nogueira, 2007).

A redução de humidade de 50 para 30 % por tonelada de biomassa base seca, permite uma ganho de rendimento térmico de cerca de 8,7 %, por outro lado é desaconselhada a secagem empilhada ao ar (convecção natural), pois o ganho de rendimento térmico não compensa a degradação biológica. Em contrapartida é sugerida a sua pré-secagem, se houver aproveitamento de energia disponível ou de baixo custo, como é o caso da recuperação do calor remanescente dos gases de combustão, da energia solar, ou outros, (Oberberger, 1998).

2.4.2 - Poder calorífico

Corresponde à energia calorífica possível extrair por kg de biomassa, quando queimado ao ar. O poder calorífico superior, *P.C.S.*, representa a energia calorífica máxima possível extrair por kg de biomassa. O poder calorífico inferior, *P.C.I.*, representa a energia disponível por kg de biomassa, e obtém-se subtraindo do poder calorífico superior, o calor latente do vapor de água contido.

2.4.3 - Teores de carbono fixo e de matéria volátil

Através de análise em laboratório, designada de análise imediata, é possível determinar a energia química armazenada sob a forma de carbono fixo e volátil.

- O teor de voláteis ou matéria volátil de biomassa, corresponde ao gás libertado incluindo humidade quando sujeito a uma temperatura de 950 °C durante 7 minutos.

- O teor de carbono fixo, é a massa remanescente após a libertação dos voláteis.

O teor de voláteis traduz a facilidade com que um combustível é inflamado mesmo a baixas temperaturas e em consequência pode ser gasificado ou oxidado, consoante o fim pretendido, no caso da biomassa este teor é elevado, da ordem de 75 %, e vai dar origem a uma taxa de reacção rápida, pois esta pode perder até 90 % da sua massa inicial, ainda nesta fase inicial de desvolatilização, (Khan et al., 2009). Outra forma de avaliar, a razão entre o oxigénio, carbono e hidrogénio proposta por Van Krevelen em Khan et al., (2009) é a definição de rácios mássicos dos teores de: oxigénio e carbono, e de hidrogénio e carbono, no caso dos combustíveis fósseis, as ligações carbono-carbono são as que possuem um conteúdo energético superior.

2.4.4 - Teor de cinza/resíduo

Uma reacção termoquímica ou bioquímica ao ocorrer provoca uma quebra química de que resultam resíduos. Na combustão têm a designação de cinza, quando esta se encontra no leito da fornalha ou de cinza volante se está presente nos gases de combustão, dita. A cinza afecta não só o sistema de remoção desta, como o projecto de todo sistema de conversão de biomassa, ou seja, a queima, a fornalha, a caldeira, o tratamento de fumos, condicionando também a operação futura da instalação.

2.4.5 - Teor de metais alcalinos

No caso da biomassa, os metais alcalinos são: o sódio, o potássio, o magnésio, e o cálcio, que reagem com a sílica presente na “cinza volante” e a alta temperatura forma uma fase líquida (escória), que poderá provocar, por exemplo, o sujamento, depósito ou até obstrução tanto das superfícies de transferência de calor como das entradas de ar na fornalha. A sequência de estados da cinza é o seguinte: amolecimento>> fusão>> fluidificação>> solidificação. O teor de sílica intrínseco pode ser baixo, mas se durante a colheita ocorrer contaminação do solo ou de outro agente, o teor total de sílica poderá aumentar.

2.4.6 - Massa volúmica (a granel)

A biomassa por ter uma massa volúmica reduzida, o que se traduz numa baixa energia por unidade de volume ou peso, obriga a uma fornalha de maiores dimensões, para uma dada taxa queima por secção de fornalha, o que origina dificuldades: no controlo do processo, no sistema de alimentação de biomassa, limitações tecnológicas, na logística em termos de custos, pois carece de volumes de transporte e armazenamento maiores. A título de exemplo refere-se que a energia térmica por peso do gasóleo é da ordem de 42 GJ/t enquanto a biomassa com 50 % de humidade é de apenas a 8 GJ/t, por outro lado a massa volúmica aparente da madeira varia consoante o produto final da biomassa: aparas de madeira é da ordem 100 kg/m³, o serrim 120 kg/m³, enquanto os peletes atingem o valor de 560 a 630 kg/m³. O corte, o desbaste, e a recolha da biomassa florestal, no caso das espécies lenhosas, tendem a apresentar uma dimensão característica, ao comprimento, em troncos, enquanto as herbáceas (palha, ervas) são geralmente, cortadas e a seguir enfardadas.

Como solução para este problema, recorre-se ao adensamento da biomassa, embora com o aumento de complexidade de equipamento, energia e custo de operação, através do: embalamento/enfardamento, redução da granulometria, da briquetagem, e da peletização. A peletização tem a vantagem de utilizar prensas de alta pressão e admitir biomassa com humidade variada, mas esta terá de ser previamente triturada e moída, com a implicação de custo acrescido, por outro lado na briquetagem, basta que a palha seja destrocada e o equipamento é mais simples.

2.4.7 - Rácio celulose/lenhina

Dada a sua importância apenas em relação aos processos de bioquímicos, o tema não será desenvolvido. Fica a referência que os constituintes da biomassa, incluem: celulose, hemicelulose, lenhina, proteínas, açúcares simples, hidrocarbonetos, amido, cinzas, entre outros.

2.5 - Caracterização energética da biomassa

Apesar de existirem valores típicos para biomassa, para uma mesma espécie as suas propriedades poderão variar, para o efeito poderão ser feitas análises da biomassa em laboratório, por exemplo, segundo a norma ASTM - American Society for Testing Materials:

- A análise imediata é uma análise laboratorial que permite determinar a composição mássica em percentagem em base seca ou húmida com ou sem cinza, dos teores de humidade, voláteis, carbono fixo e cinzas;
- A análise elementar é uma análise laboratorial que permite determinar a composição mássica em percentagem, dos teores de carbono, hidrogénio, azoto, enxofre, oxigénio e ainda outras espécies químicas;
- A determinação do poder calorífico é uma análise laboratorial que determina o poder calorífico superior, e através do conhecimento prévio da análise elementar e da humidade do combustível possibilita o cálculo do poder calorífico inferior,

Há ainda a possibilidade de se efectuarem alguns testes adicionais como sejam:

- A análise da composição das cinzas permite determinar a composição mássica em percentagem, dos seus elementos constituintes tais como: o potássio, o sódio, o cálcio, o magnésio, o fósforo, o silício e o ferro.

- A Análise somativa permite determinar a composição mássica em percentagem de: celulose, hemicelulose, lenhina, proteínas, açúcares simples, hidrocarbonetos, amido, cinzas;

- Outras propriedades termodinâmicas e físicas poderão ser obtidas como é o caso de: a condutibilidade térmica, o calor específico, a temperatura de fusão da cinza, a massa volúmica a granel, a massa específica, a dimensão e a forma, o ângulo de repouso, etc.

Os combustíveis derivados dos resíduos (CDR) estão já abrangidos por uma norma portuguesa decorrente da harmonização das normas europeias para cada estado membro, que está estruturada de modo a definir com grande detalhe: os conceitos-chaves, critérios de classificação, os parâmetros físicos e químicos envolvidos na gestão

Table 3-1. ASTM Standards Methods for Proximate and Ultimate Analysis of Wood Feedstocks

Method	Test No.
Proximate Analysis	
Moisture	E871
Volatile matter	E872
Ash	D1102
Ultimate Analysis	
C	E777
H	E777
O	E870
N	E778
S	E775
Gross Heating Value	E711

Figura 5 - Procedimento dos ensaios segundo ASTM

de qualidade e as metodologias de caracterização físico-química. No que respeita ao que respeita à caracterização físico-química, o Anexo C página 23, ponto C1 define os parâmetros de especificação obrigatória e o respectivo método de quantificação segundo as normas CEN/TS respectivamente com os números: 15403; 14414-1; 15400; 15415; 15408 e 15411, (prNP 4486, 2008).

A biomassa quando comparada com os combustíveis fósseis, em termos de composição, de acordo com as Tabelas 3 e 4, apresenta um teor de oxigénio de 30 a 45 %, o teor de carbono é de cerca 40 a 50 %, enquanto na antracite, esses teores são respectivamente de 3,68 % e de 85 %. Este teor de carbono na antracite é responsável pelo seu poder calorífico mais elevado da ordem de 33.500 kJ/kg conforme Tabela 8,

em contraponto com a biomassa da apenas 18.000 kJ/kg no caso do eucalipto em estado seco. Os teores em azoto, enxofre e cloro, embora reduzidos dão origem à emissão de poluentes.

Combustíveis sólidos.	C	H ₂	O ₂	N ₂	S	H ₂ O	Cinzas
Antracite	85,42	3,82	3,68	1	1,23	0,95	3,9
Hulha	75	4,5	7	1	1	5,5	6
Lenhite	52	4,2	12	1	1	24	6
Turfa	44	4,5	24	1	0,5	20	6
Madeira	40	4,5	36	1	—	16	1,5
Coque	84	0,8	2,4	1	1	1,8	9

Tabela 3 - Composição mássica típica (%) de combustíveis sólidos

Tipo de biomassa	C	H	O	N	S	Cinzas
pinheiro Bravo	49,2	5,9	44,3	0,06	0,03	0,30
eucalipto	49,0	5,8	43,9	0,03	0,01	0,72
casca de arroz	40,9	4,3	35,8	0,40	0,02	18,30
bagaço de cana	44,8	5,3	42,3	0,38	0,01	1,50
casca de coco	48,2	5,2	33,1	2,98	0,12	10,25
sabugo de milho	46,5	5,8	45,4	0,47	0,01	1,40

Tabela 4 - Composição mássica (%) de biomassa

Da Tabela 4 se pode inferir que a biomassa é muito diversificada basta verificar que os teores de cinza da casca de arroz e o do pinheiro bravo, são bem distintos e vão condicionar o projecto e a operação futura da instalação de conversão de biomassa em energia que os utilizar como combustível, (Pinho, 2005a). A Tabela 3 foi retirada de Pinho (2005a) e a Tabela 4 de Bizzo (2007).

Capítulo 3 - Leito fluidizado

3.1 - Combustão

Designa uma combinação química rápida do oxigénio com um combustível, sendo portanto uma reacção de oxidação, (Pinho, 2005a).

A importância da combustão é tal que 85 % das necessidades energéticas mundiais ocorre por reacções de combustão de combustíveis fósseis, em contraponto, a energia hidráulica é responsável por 10 %, e a energia nuclear por 5 %. Para ocorrer a combustão é necessário um combustível no caso, a biomassa em condições de poder entrar em auto-combustão; um comburente, usualmente o ar que combinado com o anterior possibilita a combustão; além disso é necessário se verifiquem certas condições de pressão, temperatura e composição da mistura. Uma queima/mistura diz-se estequiométrica, quando é fornecida a quantidade mínima de ar que contem o oxigénio suficiente para assegurar a combustão completa (teórica). A quantidade de ar realmente fornecida é expressa em termos da percentagem de ar teórico. É designado por AC à relação entre as massas de ar e do combustível. Define-se riqueza r da mistura como, razão entre as massas de ar e do combustível, respectivamente, a estequiométrica e a realmente fornecida de acordo com a equação 3.1, (Pinho, 2005a).

$$r = \frac{(AC)_{esteq}}{(AC)_{real}} \quad (3.1)$$

Se $r = 1$ a mistura é estequiométrica.

Se $r > 1$ a mistura é rica, há defeito de ar

Se $r < 1$ a mistura é pobre, há excesso de ar

Em sistemas de combustão, e no caso da combustão da biomassa $r < 1$. Para assegurar a autocombustão, é necessário além de garantir a temperatura da auto-ignição específica de cada combustível sólido, a humidade deverá ser reduzida, caso contrário será necessário um combustível auxiliar, para manter a reacção. O poder calorífico inferior varia inversamente com a humidade. Para se obter um elevado nível de

eficiência de queima além de se assegurar o cálculo da química da combustão, garantindo que o número de átomos de cada elemento é o mesmo em ambos os lados da equação, isto é, o de princípio da conservação da massa, o excesso de ar necessário a uma combustão completa, na prática é também necessário um projecto cuidado do queimador/ fornalha que garanta:

- A fornalha e as partículas de combustível da carga se encontram a uma temperatura média e uniforme;
- A concentração molar do oxigénio é conhecida e uniforme em toda a fornalha;
- As condições do ar à entrada da fornalha são conhecidas;
- A composição dos gases queimados à saída é idêntica á reinante no interior da fornalha, (Pinho, 2005a).

Por outro lado é preciso impor pelo menos a temperatura de chama na fornalha para garantir a potência térmica requerida, todos estes parâmetros vão ser analisados em detalhe nos capítulos seguintes.

3.2 - Conversão de Biomassa em Energia

3.2.1 - Tecnologias de conversão termoquímica

Das tecnologias disponíveis apresentam-se os seguintes processos termoquímicos principais: a combustão, a gasificação, a pirólise e a liquefacção, (Mc Kendry, 2002b). A combustão é a que vai ser desenvolvida pois trata-se do processo onde há mais maturidade em termos tecnológicos, e de ser técnica e economicamente viável tanto em pequena como média e grande escala. Dentro da combustão, e para combustíveis sólidos, estão disponíveis basicamente, os seguintes tipos de queima ou queimadores, com as correspondentes granulometrias do combustível d_{pcomb} :

- Stoker: partícula combustível d_{pcomb} até 50 mm, obriga a homogeneidade de granulometria;
- Grelha: leito fixo, móvel ou esteira rotativa partícula combustível $d_{pcomb} > 50$ mm; obriga a homogeneidade de granulometria, limitação no teor de finos;
- Ciclone: partícula combustível d_{pcomb} até 12 mm;
- Pulverização: partícula combustível d_{pcomb} até 5 mm;
- Leito fluidizado: partícula combustível d_{pcomb} = variável, até 50 mm;
- Hesston, tipo cigarro: partícula combustível d_{pcomb} = fardos de palha;

- Pilha: partícula combustível d_{pcomb} = troncos de árvore de 1,10 m até 4,5 m, adaptado de Hein e Karl (2006).

Dentro de cada tipo de queima há especificidades, e poderão haver ainda subtipos, por exemplo, no caso da queima em leito fluidizado há dois tipos principais:

- combustão em leito fluidizado borbulhante CLFB;
- combustão em leito fluidizado circulante CFBC.

A Comissão Europeia em documento de referência resumo sobre Prevenção e Controlo Integrados da Poluição destaca as questões referidas na Tabela 5, (CE, 2005). Neste documento de referência é dado destaque à biomassa, aparecendo a combustão em leito fluidizado com melhor rendimento térmico relativo aos sistemas convencionais de queima, embora relativo a grandes instalações de combustão, é classificada como melhor tecnologia disponível (MTD).

Combustível	Técnica combinada	Rendimento térmico unitário (líquido) (%)	
		Rendimento eléctrico	Utilização de combustível (CG)
Biomassa	Combustão em grelha	Cerca de 20	75 – 90 Dependente das condições de funcionamento da instalação e da procura de calor e de electricidade
	Grelha mecânica com difusor (<i>spreader-stoker</i>)	>23	
	CLF (CLFC)	>28 – 30	
Turfa	CLF (CLFB e CLFC)	>28 – 30	
CLF: Combustão em leito fluidizado			

Tabela 5 - Sistemas de combustão para produção de energia eléctrica

Os sistemas de queima actuais além da limitação ambiental, têm restrições geralmente quanto à variedade e granulometria de resíduos, bem como a alteração da sua mistura (i.e., queima de resíduos de natureza diferente, mistura de granulometrias diversas, etc).

A Figura 6 elucida com esquemas de princípio os principais sistemas de combustão de biomassa a saber: a) Stoker, b) Grelha, c) Leito fluidizado borbulhante

CLFB, d) Leito fluidizado circulante CLFC, e) Pulverizada em ciclone e por último a f) Hesston tipo cigarro.

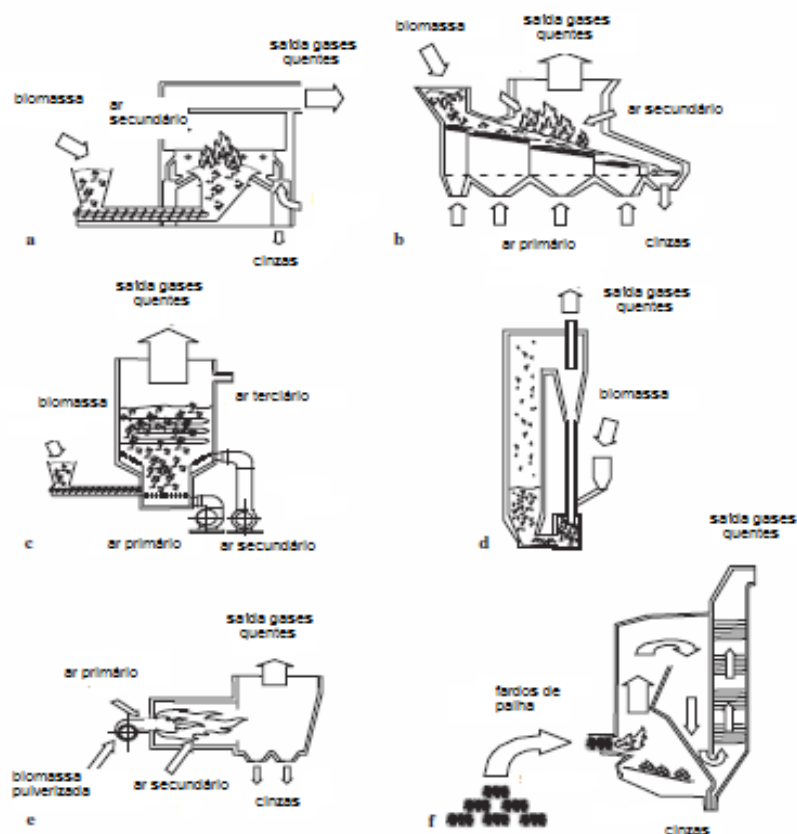


Figura 6 - Principais sistemas de combustão de biomassa

Para a queima da biomassa, (Bhattacharya, 1998) e (Hein e Karl, 2006), estes sistemas caracterizam-se por:

- Stoker : para pequena escala, potência térmica bruta até 6 MW_{th} ; obriga a uma granulometria homogênea e baixo teor de cinza, é adequado para a queima de: estilha, aparas de madeira, registam-se problemas na obtenção de um leito de queima uniforme e de atascamento na remoção das cinzas;
- Grelha inclinada para pequena escala potência térmica bruta até $10 \text{ MW}_{\text{th}}$; obriga a uma granulometria homogênea e baixo teor de cinza e ainda uma limitação a 20 % no teor de finos, como é o caso das aparas, as cascas e biomassa lenhosa em geral adaptado de Hein e Karl (2006);

Técnicas de queima recentes com grelha arrefecida por água e recirculação dos gases, correspondem ao estado da arte, permitem a queima de biomassa lenhosa e em particular de casca de madeira bem como de madeira proveniente de demolições;

- Grelha móvel ou rotativa: potência térmica bruta 1- 30 MW_{th}; obriga a uma granulometria homogénea e baixo teor de cinza, como é o caso das aparas de madeira, as cascas e resíduos de demolições, é incompatível com biomassa herbácea, como é o caso da palha devido ao baixo ponto de fusão das cinzas e altos teores de cloro, pois há o risco de depósitos de escória na grelha provocando danos. Para a queima de fardos de palha ou feno é necessária a queima em dois estágios, isto é, a queima combinada ou em estágio separado de aparas de madeira, para evitar emissões elevadas de CO.
- Hesston, tipo cigarro: são adequados para grandes fardos de palha e feno, que contêm um elevado teor de voláteis e baixo ponto de amolecimento de cinza. Para a queima de fardos de palha ou feno é necessária a queima em dois estágios e ainda a a mistura com aparas de madeira, para evitar emissões elevadas de CO.
- Pulverizada em ciclone tem uma resposta rápida às variações de carga mas o combustível tem de ser (muito bem) seco como é o caso por exemplo da casca de arroz e do serrim;
- Pilha, troncos empilhados: tem flexibilidade na variação da qualidade de biomassa mas tem resposta lenta às variações de carga;
- Leito fluidizado: tem grande versatilidade na queima de grande variedade de combustíveis com baixo *P.C.I.*, alto teor de humidade e de cinza, é o único sistema que consegue queimar por exemplo casca de arroz com eficiências de queima de 95-99 %, (Pinho, 2007).

Outro modo de classificação dos sistemas de queima para a biomassa, (Nussbaumer, 2003) é a seguinte:

sistema de queima	potência térmica	biomassa	% cinza	% humidade
- Stoker	até 2,5 MW	aparas	< 2	5-50
- Hesston cigarro	3-5 MW	fardos	< 5	20
- Grelha móvel	até 15 MW	diversos	< 50	5-60
- Leito fluidizado borbulhante	5- 15 MW	vários $d < 10\text{mm}$	< 50	5-60
- Leito fluidizado circulante	15-100 MW	vários $d < 10\text{mm}$	< 50	5-60
- Pulverizada	5- 10 MW	vários $d < 5\text{mm}$	< 50	20

É curioso registrar que o limite inferior da potência térmica do leito fluidizado borbulhante para biomassa tem vindo a diminuir ao longo do tempo, 10 MW, (Oberberger, 1998) contra 5 MW, (Nussbaumer, 2003).

No ponto 3.5 e seguintes será desenvolvido o conceito da fluidização, e a combustão em leito fluidizado borbulhante e circulante.

3.2.2 - Instalações de conversão de biomassa em energia

A aplicação industrial de pequena escala, do presente trabalho, consiste no aquecimento de termofluido com uma potência térmica de 500 kW (útil) a uma temperatura média da ordem dos 300 °C, utilizando a biomassa como combustível e a combustão em leito fluidizado borbulhante, pela sua apetência em responder às novas exigências ambientais, bem como a sua versatilidade na queima de diferentes combustíveis sólidos em alternativa e/ou simultaneamente, (Oka, 2004) e (Basu, 2006).

Encerra o conceito descentralizado de pequena escala “Small is beautiful”, considerando que a biomassa é um recurso nacional, está disponível localmente e é suficiente para o consumo previsto, apresenta as seguintes vantagens a saber:

- Menor variabilidade na qualidade físico-química e morfológica da biomassa;
- As variações sazonais da qualidade da biomassa ficam bem caracterizadas;
- Baixo custo de transporte;
- Menores volumes de armazenamento de biomassa;
- Menor investimento no sistema de armazenamento de biomassa;
- Melhor regulação e controlo da combustão;
- Melhor rendimento de conversão energético;
- As normas ambientais apesar de exigentes são menores quando comparadas com as grandes instalações, (Oka, 2004) e (Khan et al., 2009);
- Fonte de emissão neutra de CO₂;
- Evita a dependência dos combustíveis fósseis;
- Melhoria do controlo dos custos energéticos no sistema produtivo,

adaptado de Pinho (2007).

A disposição típica das instalações de conversão de biomassa em energia de acordo com a Figura 7 são compostas basicamente por: sistema de preparação e alimentação de biomassa, a fornalha e caldeira, o tratamento de gases (opcional) e a chaminé.

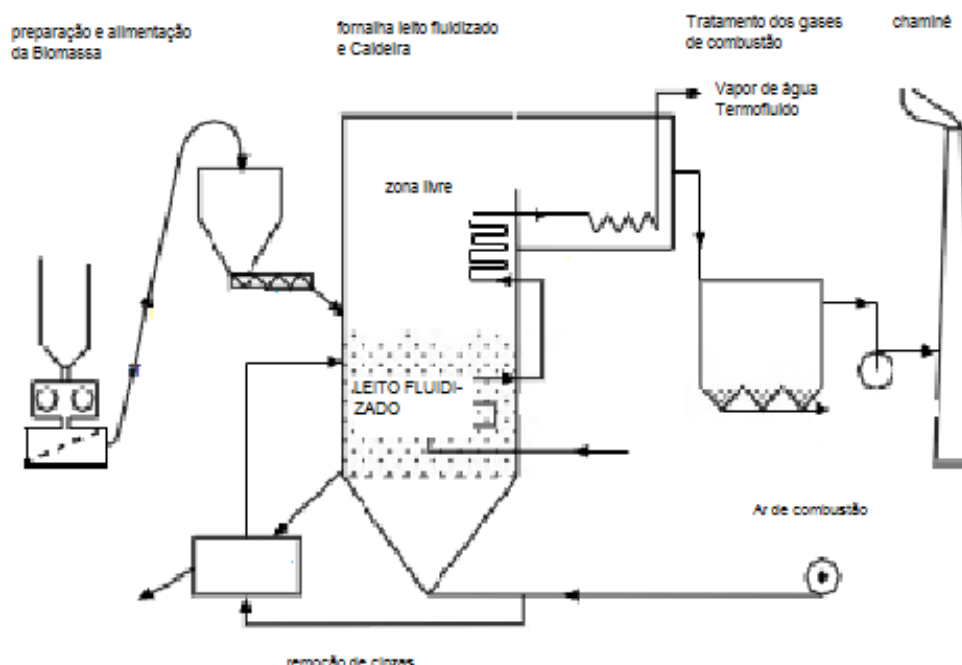


Figura 7 - Disposição de uma instalação de conversão de biomassa em energia

Uma instalação de conversão de biomassa equipada com fornalha de leito fluidizado borbulhante é constituída geralmente por:

- Fornalha de leito fluidizado;
- Sistema de injeção de ar fluidização e combustão, respectivo ventilador;
- Sistema de introdução de ar secundário;
- Sistema de comando e controlo;
- Placa distribuidora de ar;- Caldeira de termofluido (a existente);
- Silos de armazenagem de combustível e respectivo sistema de alimentação;
- Sistema de ignição auxiliar para arranque;
- Sistema de extracção de cinzas;
- Silos de armazenagem e alimentação de soda cáustica (opcional);
- Ventilador e chaminé de extracção dos gases de combustão;
- Sistema de ciclones para remoção de partículas;

3.3 - Combustão da madeira

A combustão da madeira, apesar da sua antiguidade, pois remonta aos primórdios da humanidade, é um processo complexo composto por uma sequência de reacções, homogéneas e heterogéneas, cujas etapas principais incluem: o aquecimento, a secagem do combustível, a pirólise com a libertação de voláteis e formação de um resíduo carbonoso, a queima dos voláteis, e por fim a queima do resíduo carbonoso, o coque. O processo de decomposição térmica decorrente da pirólise terá designações distintas consoante o objectivo final: carbonização se o produto final for um resíduo sólido carbonoso; ou gasificação, se for produzida uma matéria volátil, (Pinho, 2007).

Sucintamente o processo é o seguinte:

Etapas 1 - as partículas sólidas de biomassa ao entrarem na fornalha são submetidas a um rápido aquecimento onde ocorre a libertação da humidade sob a forma de vapor de água;

Etapas 2 - em seguida a partir de uma temperatura de 200-300 °C, para o caso da estilha da madeira, (Khan et al., 2009), tem lugar a pirólise onde ocorre a libertação dos voláteis e tem início a formação do coque;

Etapas 3 - a combustão das partículas de coque dá-se com um pequeno atraso, pois no instante em que os voláteis se libertam prejudicam transitoriamente a difusão de oxigénio para a superfície das mesmas, acabando estes por queimar apenas na fase gasosa.

Vai-se desenvolver de seguida a combustão do coque, uma vez que é a fase mais demorada, os tempos típicos, por exemplo, para a combustão de uma partícula carvão com um $d_{pcomb} < 0,2$ mm são: aquecimento da partícula 0,1 s; desvolatilização 0,2-0,5 s; combustão do coque 50-150 s, (Basu, 2006).

De acordo com a evidência experimental, na queima de leito fluidizado, (Kanury, 1977), (Ross, 1981), (Pinho et al., 1984), entre outros, em Pinho (2007), a reacção entre C e O₂ à superfície de uma partícula de coque, tem como primeiro produto de reacção, o CO de acordo com a equação 3.2,



Havendo duas possibilidades a considerar:

I- A queima do CO é quase instantânea junto à superfície



o que é verificado, segundo dados experimentais, para partículas $d_{pcomb} > 1\text{mm}$;

II- A queima de CO terá lugar na fase gasosa, também segundo a equação 3.3, o que é verificado, segundo dados experimentais, para partículas $d_{pcomb} \leq 1\text{mm}$;

A sequência de reacções representada pelas equações 3.2 e 3.3 verifica-se para a combustão em suspensão numa corrente gasosa, ou então em grelha. No caso do leito fluidizado borbulhante, abreviado por CLFB, onde as partículas de coque queimam num leito de inertes, estes actuam como inibidores da reacção de oxidação do CO, o que apenas tem lugar já na fase gasosa, mesmo para partículas $d_{pcomb} > 1\text{mm}$, conforme evidência experimental, (Carvalho et al., 1991) e (Mota et al., 1994) referidos em Pinho (2007). Num trabalho recente, assume-se que a reacção principal de oxidação do carbono ocorre no leito segundo a equação 3.2, e que a reacção subsequente acontece na fase das bolhas ou acima do leito.

A combustão do coque ocorre a temperaturas elevadas, ficando este incandescente, o oxigénio difunde-se até à superfície da partícula onde reagirá com o sólido (reacção heterogénea gás/sólido), libertando-se uma grande quantidade de calor. Para o controlo da velocidade da reacção de combustão existe uma competição entre:

- a difusão de O_2 para a superfície da partícula e
- a cinética da reacção heterogénea (carbono + oxigénio)

Ocorrendo segundo esta em sequência, o mais lento ditará a taxa de queima, e apenas no caso do CLFB as partículas a queimar poderão ter um diâmetro de partícula da ordem das dezenas de milímetros. De salientar que no caso da combustão de carvão pulverizado em suspensão, ou em grelha, verifica-se o seguinte:

- Para temperaturas inferiores a $800\text{ }^\circ\text{C}$ ou a partícula combustível d_{pcomb} menor ou igual a $100\text{ }\mu\text{m}$, o controlo da queima é cinético, a taxa de reacção será função exponencial da temperatura. A velocidade de reacção é independente do tamanho da partícula e do perfil de concentração de O_2 .

- Para temperaturas iguais ou superiores a $900\text{ }^\circ\text{C}$ e $d_{pcomb} > 5\text{ mm}$, o controlo da combustão será feito por difusão (o mais lento), mas fortemente dependente do diâmetro da partícula d_{pcomb} , entre os $50\text{ }\mu\text{m}$ e os 5 mm competem ambos os mecanismos, (Pinho, 2007).

- Para temperaturas inferiores a 800 °C e $d_{pcomb} > 250 \mu\text{m}$, a combustão de carvão ou coque pulverizado em grelha em controlo cinético é inibida, dada a elevada perda de calor por radiação das partículas, (Kanury, 1977). No caso do CLFB, a grande inércia térmica e o efeito de ecrã do leito de inertes, consegue estabilizar a uma temperatura suficientemente baixa, e neste caso a cinética é a mais importante.

-A grande capacidade da CLFB é de conseguir uma combustão autosustentada abaixo dos 900 °C é uma mais valia relativamente aos outros sistemas de queima pois é fundamental para garantir um reduzido nível de emissão de poluentes, dos quais se destacam: o NO_x e a minimização do risco da fusão das cinzas, beneficia também a retenção de SO_2 , entre outros, (Oka, 2004), (Khan et al., 2009) e (Pinho, 2007).

-A composição e as propriedades físico químicas da biomassa são determinantes, na duração e taxa reacção das etapas atrás referidas. As propriedades mais relevantes são: a estrutura atómica, os percursos da humidade, o teor da humidade, a massa volúmica, o teor celulose, hemicelulose e a lenhina. No que respeita ao controlo do processo, os parâmetros mais relevantes são: a taxa de incremento de temperatura e o excesso de ar, (Khan et al., 2009).

3.4 - Articulação entre a biomassa e os sistemas de combustão

Há ainda outras propriedades directamente relacionadas com a combustão a considerar:

- As propriedades de cada espécie de biomassa, como é o caso de: a massa volúmica, a porosidade, a área interna superficial; na preparação prévia da biomassa são exemplos: a massa volúmica aparente, o diâmetro da partícula de combustível d_{pcomb} , e a análise granulométrica (o tamanho e/ou distribuição de tamanhos, os factores de forma, as características específicas (a resistência estrutural, a massa específica, a forma), todos estes factores vão afectar na fornalha/leito de combustão: a cinética, a difusão de O_2 , as emissões de poluentes, a projecção de sólidos do leito e a segregação, que significa a relação entre a massa de combustível e a massa do leito, os três últimos factores deverão ser minimizados com um adequado projecto de combustão, (Khan et al., 2009).

A biomassa sólida poderá ser utilizada no estado físico em que se encontra, ou então ser objecto de uma preparação prévia, com vista a melhorar as suas propriedades

físicas e aptidão para a combustão. As características particulares ou críticas da biomassa que condicionam a qualidade da combustão:

- Uma maior granulometria da partícula combustível d_{pcomb} conduz a uma menor capacidade de queima;
- O menor *P.C.I.* da biomassa, quando comparada com os combustíveis fósseis, por exemplo, o carvão obriga a uma maior secção de fornalha para uma dada taxa de queima por m² de fornalha;
- A humidade elevada diminui: o *P.C.I.*, a temperatura de chama, e aumenta por outro lado o caudal dos produtos de combustão;
- O elevado teor de voláteis da biomassa, obriga a um maior tempo de residência dos produtos de combustão a uma temperatura elevada, por exemplo quando comparado com a queima de carvão fóssil, (Khan et al., 2009) e (Oka, 2004);
- O poder calorífico variável consoante: as estações do ano, o armazenamento devido à variação das condições atmosféricas e também da possível diferente proveniência da biomassa,

As características atrás indicadas poderão influenciar o dimensionamento da fornalha, (Khan et al., 2009).

Outros:

- A percentagem de cinzas ou a sua quantidade diária, se significativa obriga à existência de um sistema de remoção mecânico;
- A dificuldade da alimentação mecânica/automatização das fornalhas e caldeiras devido à heterogeneidade física, (Oberberger, 1998),

Todos estes factores, afectam directamente o dimensionamento dos módulos: 2, 3, 4 e 5.

Outros factores importantes são por exemplo:

- O número de horas funcionamento diária e semanal;
- A curva de consumo ao longo dia e semana versus a disponibilidade da biomassa;
- O regime de carga: valor mínimo e máximo da potência térmica;
- O número de paragens ao longo da semana, o efeito de “inércia” de arranque, em termos térmicos e custos de energia;
- A disponibilidade local da biomassa, implica um menor volume armazenamento;

- Implicações de logísticas de custos, qualidade da biomassa, distância: recolha, armazenagem e transporte.

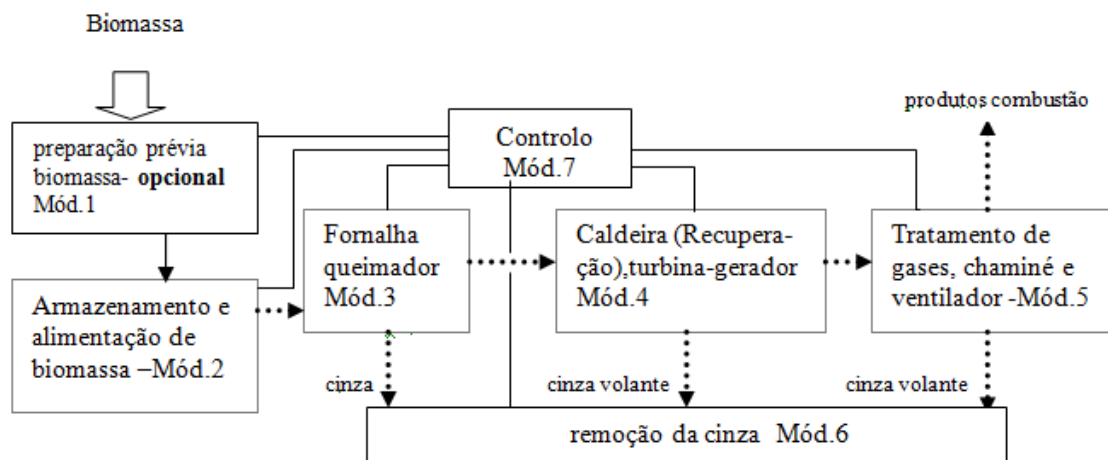


Figura 8 - Esquema de uma instalação de conversão de biomassa em energia

Faz-se uma breve descrição dos módulos constituintes de uma instalação típica de conversão de biomassa em energia, evidenciados na Figura 8:

3.4.1 - Preparação prévia da biomassa - Módulo 1

A preparação prévia da biomassa poderá constar das seguintes acções combinadas ou não:

- A redução mecânica do d_{pcomb} (granulometria) :
 - corte: redução do comprimento ou a secção;
 - rasgar: transformação em tiras;
 - triturar: redução a pedaços;
 - moer: redução a pó;
- A compactação – redução da massa volúmica ou adensamento, em prensa por pressão;
- A secagem - redução do teor de água da biomassa;
- O peneiramento - permitindo a separação da fracção grossa da fracção fina, para melhor adequação ao sistema de queima existente, e por consequência reduzir o teor de cinza não queimada.
- A redução do grau de contaminação, por exemplo recorrendo à lavagem da palha, para reduzir teores de sais alcalinos e cloro, (Basu, 2006);

- Adensamento – este tema já foi desenvolvido no ponto 2.3 no que respeita aos combustíveis (sólidos) derivados designados de CDR, destaca-se no entanto:

- o enfardamento – agregação de matérias-primas com baixa massa volúmica recorrendo a um prensa enfardadora de baixa pressão;
- os briquetes;
- os peletes;

A biomassa por vezes possui uma granulometria característica, como subproduto de determinadas indústrias, e nesse caso a preparação prévia (Módulo 1) é dispensada, com vantagens do ponto de vista de custos de preparação prévia e de energia. Referem-se algumas dimensões características de alguns resíduos sólidos secundários, de acordo com a classificação segundo a proveniência dos mesmos:

3.4.1.1 - Florestal ou Agrícola

O processamento da biomassa poderá incluir as seguintes etapas : o descasque, a triagem, a trituração, o estilhaçamento, o tratamento térmico e por fim a secagem, (Forestech, 2006). Daqui, decorrem os seguintes produtos finais:

- estilha calibrada: com destino à pasta do papel, aglomerado de partículas;
- bioestilha: $\rho_{aparente} = \sim 300 \text{ kg/m}^3$; $P.C.I.=17 \text{ MJ/kg}$; $e.v.=5 \text{ GJ/m}^3$; co-combustão, hotéis;
- estilha de biomassa florestal: $\rho_{aparente} = \sim 300 \text{ kg/m}^3$; $P.C.I.=14,5-16 \text{ MJ/kg}$; $e.v.=4,35-5 \text{ GJ/m}^3$; com destino diverso: caldeiras, cerâmica, cogeração, co-combustão;
- biocombustível, pelete: $\rho_{aparente} = 600 \text{ kg/m}^3$; $P.C.I.= 18 \text{ MJ/kg}$; $e.v.= 10 \text{ GJ/m}^3$; com destino diverso: caldeiras, hotéis, escolas, co-combustão.

A lenha é sujeita pelo uma acção mecânica de corte ao comprimento, e por vezes na sua secção O caso mais comum da lenha que, para facilidade de transporte, e melhor combustão em aplicações domésticas, tem um comprimento característica de $L_b = 30 \text{ cm}$,

e.v - abreviatura de energia térmica por volume

3.4.1.2 - Indústria Madeireira e do Mobiliário

Destacam-se as aparas de madeira, e o serrim ou serradura, é um sub produto destas indústrias. As aparas de madeira têm um comprimento característico de $L_b = 1$ a 10 cm , mas usualmente possuem cerca de 5 cm .

Dividem-se em três categorias:

- Trituração fina: $L_b < 3 \text{ cm}$
- Trituração média: $L_b < 5 \text{ cm}$

- Trituração grosseira: $L_b > 5 \text{ cm}$

Possuem boas características para a combustão pois geralmente o teor de água é baixo, e por outro lado apresenta uma granulometria razoavelmente uniforme.

O serrim pode ter um diâmetro $d < 1 \text{ mm}$ e é um bom combustível, o seu transporte e alimentação até à fornalha pode ser efectuado pela via pneumática.

3.4.2 - Armazenamento e alimentação de biomassa - Módulo 2

Para um resíduo com uma granulometria típica d_{pcomb} inferior a 50 mm, este módulo é composto por: um silo de armazenamento, um extractor, um transportador, um alimentador/doseador de biomassa à fornalha e um sistema de segurança integrando geralmente: um chuveiro com sistema anti-retorno de chama, por dupla comporta garantindo sempre que uma delas se encontra sempre fechada., Os componentes referidos deste módulo podem diferir significativamente para outras granulometrias d_{pcomb} , (Oberberger, 1998).

3.4.3 - Fornalha e queimador - Módulo 3

É constituído pela fornalha o queimador propriamente dito, este último pode ser de diversos tipos: de grelha fixa, móvel ou esteira rotativa, stoker, ciclone, pulverização e leito fluidizado. Neste módulo a biomassa é convertida em gases a alta temperatura, que cederão o calor em seguida à caldeira.

3.4.4 - Caldeira e/ou turbina-alternador - Módulo 4

Tem por função a conversão do calor dos gases de combustão, em energia térmica ou eléctrica, no último caso terá de existir um grupo turbina de vapor-alternador, que assegure a transformação do vapor em energia mecânica na turbina e subsequente conversão em energia eléctrica nos bornes do alternador. Este módulo também poderá estar equipado com um economizador, para aquecimento da água de alimentação da caldeira, e/ou um pré aquecedor de ar de combustão, a partir dos gases da saída da caldeira, que apresentam ainda uma energia calorífica considerável. Pode existir ainda um recuperador de calor à saída dos gases da caldeira para secagem do combustível, por outro lado usando a técnica da condensação dos gases é possível, por exemplo, baixar a temperatura dos gases da combustão até aos $+35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (o que obrigará ao emprego de aços ou outros materiais resistentes à corrosão ácida), e obter um aumento rendimento térmico global da ordem de 20 %, (Oberberger, 1998) e (Hein e Karl, 2006).

3.4.5 - Tratamento dos gases de combustão - Módulo 5

Este módulo contém dispositivos cujo objectivo é reter: as partículas sólidas, e outros poluentes, como é o caso do SO_2 , NO_x , HCL , etc., para respeitar os níveis de emissão exigidos por lei. Poderão estar instalados neste módulo: além da ventilador de tiragem que garante que o sistema esteja sempre em depressão e a chaminé; dispositivos depuradores de gases tais como: multiciclone, precipitador electrostático, scrubbers (lavadores húmidos, ou secos), etc. Interessa pois que a combustão seja a mais favorável para evitar que o custo de investimento e de operação deste módulo, seja significativo.

3.4.6 - Sistema de remoção de cinzas/escória - Módulo 6

Este módulo contém dispositivos cujo objectivo é remover as cinzas e escórias dos módulos que as produzem a saber, os módulos 3, 4 e 5. A remoção da cinza poderá ser: manual ou mecânica. A primeira é usada geralmente em pequenos sistemas com biomassa de baixo teor de cinza, após arrefecimento da fornalha, e a mecânica pode ser do tipo húmida ou seca. Este sistemas tem particular importância, quando as instalações funcionam mais do que 8 horas/dia.

3.4.7 - Controlo do processo - Módulo 7

Imprescindível para garantir as funções de comando, controlo e segurança, indispensáveis ao bom funcionamento, em particular na combustão, garantindo um controlo (contínuo) pelo menos das concentrações do excesso de ar e CO . Em pequenas instalações a automatização e monitorização é mais difícil, dado o seu maior impacto no investimento total.

3.5 - Fluidização

Faz-se uma pequena introdução sobre alguns conceitos base que envolvem a fluidização. Trata-se de um processo cujo objectivo é de facilitar a transferência de calor e/ou massa, é corrente nos mais diversos sectores da indústria. Utiliza-se quando se quer promover reacções entre um ou mais fluidos, como é o caso da reacção de combustão, do craqueamento catalítico de hidrocarbonetos, de catalisadores, da secagem, e muitas outras aplicações. O cerne desta tecnologia é a existência de um leito de partículas (areia), proporcionando uma grande superfície de

contacto entre o(s) fluido(s) e o leito, ora isso envolve alguns conceitos prévios entre os quais: a porosidade e a esfericidade das partículas desse leito, cujas características influenciam o comportamento do leito, de acordo com o fim em vista no presente caso, a combustão de biomassa.

- Porosidade ε : é a razão entre o volume vazio e o volume total.

O volume total corresponde à área da secção do leito a multiplicar pela sua altura e o volume de vazios corresponde ao somatório dos volumes (intersticiais) inter-partículas.

- Esfericidade ϕ_s : é a razão entre a superfície da esfera e a superfície da partícula, a equação 3.4, (Kunii e Levenspiel, 1991) é referida para o mesmo volume e toma valores entre 0 e 1.

$$\phi_s = \left(\frac{\text{superfície da esfera}}{\text{superfície da partícula}} \right) = \frac{\frac{\text{superf} \text{ esf}}{\text{volume}}}{\frac{\text{superf} \text{ part}}{\text{volume}}} \quad (3.4)$$

A medição da esfericidade é uma matéria de grande complexidade, no entanto distinguem-se pelo menos duas classes as partículas não esféricas mas com a geometria próxima destas, e as partículas não esféricas regulares cuja forma é semelhante a um disco ou a um floco de milho (corn flake) estas últimas, por exemplo terão dificuldade em fluidizar, a Figura 15 no ponto 6.1 evidencia diferentes esfericidades. A fluidização consiste na sustentação de uma carga de partículas sólidas numa corrente de gás ou líquido, no presente caso o fluido veiculado é um gás. Numa coluna onde existe um leito de partículas inertes, o fluido tem um caudal ascendente e uma distribuição “fina” ao passar por uma placa distribuidora multi-orifícios, atravessa um leito de altura H_{mf} através dos espaços vazios entre as partículas, também chamados de poros, e à medida que o caudal aumenta paulatinamente, as partículas permanecem imóveis o leito designa-se de leito fixo, (Kunii e Levenspiel, 1991).

O caudal ao continuar a aumentar gradualmente e muito antes de se atingir o ponto A, conforme Figura 9, algumas partículas começam a afastar-se das vizinhas em zonas preferenciais da secção da coluna, e o leito toma a designação de expandido. A uma velocidade superior dá-se o início do estado de fluidização e é atingida a velocidade mínima de fluidização U_{mf} e o ponto A é então atingido. Aqui as forças de atrito inter-partículas e o fluido iguala o peso da partícula, e a componente vertical da força de compressão das partículas adjacentes desaparece, e então a perda de carga do

escoamento gasoso na secção da coluna é igual ao peso da partícula, o leito toma a designação de incipiente ou de fluidização mínima. Um aumento adicional de caudal de fluido dá origem a instabilidades no leito com início de formação de bolhas e canais em zonas preferenciais do leito. Ao ultrapassar a velocidade (U_{mf}) ocorre a desagregação generalizada do conjunto das partículas do leito e a porosidade inicial do leito aumenta de ϵ_m para ϵ_{mf} , resultando numa diminuição transitória da perda de carga, (Kunii e Levenspiel, 1991).

Para velocidades superiores, devido ao aumento significativo da fricção e uma frequência elevada de choques inter-partículas do leito e do fluido passa haver um alto nível de desordem das partículas e a agitação no leito torna-se mais vigorosa, o leito tem a designação de agregativo ou borbulhante, (Kunii e Levenspiel, 1991).

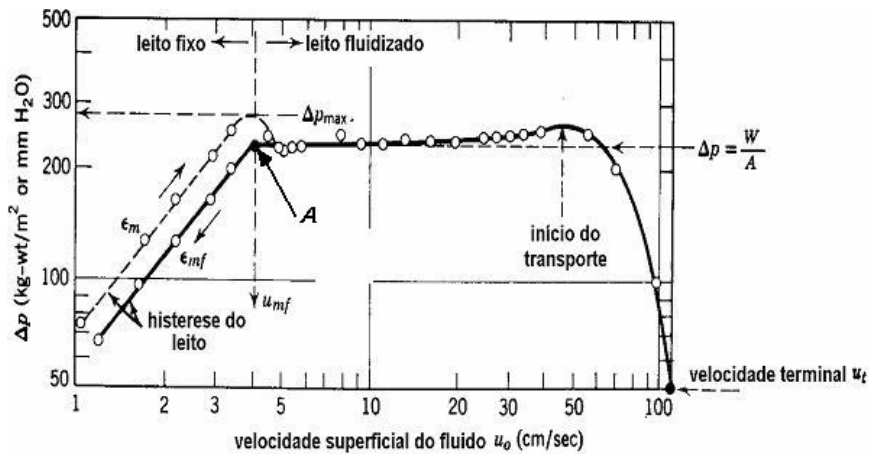


Figura 9 - Perda de carga num leito com d_p uniforme

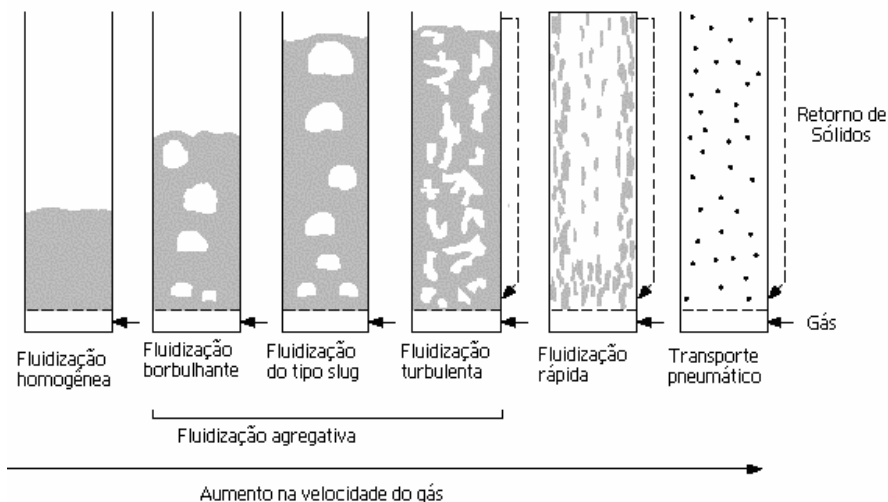


Figura 10 - Estados de fluidização

Para velocidades ainda superiores, que não são objecto deste trabalho, seriam alcançados os estados de fluidização: tipo bolhas tubulares (slug - coalescência de bolhas em leitos de pequena secção), turbulenta, rápida e transporte pneumático, conforme se elucida na Figura 10, trata-se de estados que se pretende evitar na combustão em leito fluidizado borbulhante

A fluidização borbulhante é a que se vai considerar e é constituída por duas fases: a fase densa ou da emulsão, e a fase gasosa ou das bolhas.

3.5.1 - Introdução à combustão em leito fluidizado borbulhante

São conhecidos diversos tipos de fluidização que são função da velocidade do gás: de leito estacionário ou borbulhante, de leito turbulento e por fim leito circulante ou de fluidização rápida. Existem pelo menos dois tipos de sistemas de combustão em leito fluidizado a saber:

- combustão em leito fluidizado borbulhante CLFB:
- combustão em leito fluidizado circulante CFBC

e podem ainda ser subdivididos segundo a pressão de serviço através de um pré-fixo A de pressão atmosférica ou P – pressurizados, (Oka, 2004). Na Figura 11, apresentam-se os esquemas de princípio destes sistemas de: a) combustão em leito fluidizado borbulhante CLFB, b) combustão em leito fluidizado borbulhante circulante CLFC.

O leito em fluidização borbulhante caracteriza-se por uma certa instabilidade, com formação regular de bolhas, existindo por isso duas fases, a fase das bolhas e a fase densa. O fluxo ascendente das bolhas provoca vazios entre as partículas do leito, favorecendo o movimento e a circulação intensa e vigorosa das partículas do leito, e apresentam as seguintes características:

-A presença de material inerte em toda a superfície do queimador, favorece a íntima e intensa mistura das partículas: do leito, com as de combustível e com o ar de combustão. Assegura uma homogeneidade importante garantindo em toda a secção do queimador/fornalha a mesma temperatura e a quantidade de oxigénio necessária de que resulta uma elevada qualidade de combustão;

-A grande capacidade térmica do leito e a intensa transferência desse calor às partículas de combustível, permite uma ignição instantânea e segura de diferentes

combustíveis sólidos mesmo os de baixo grau ou de baixa reactividade, é pois indicado para a queima de carvões de baixa qualidade e outros combustíveis de difícil queima;

- A possibilidade da utilização de diversos combustíveis, de modo alternativo ou simultâneo na mesma caldeira, é uma vantagem importante;

- A possibilidade da queima de combustíveis sólidos com humidades até 60 % e teores de cinza até 70 %, com baixo *P.C.I.*, o caso das lenhites, dos resíduos de carvão provenientes de limpeza de carvões de alta qualidade, o coque, a biomassa de diferentes origens, os combustíveis residuais, os resíduos sólidos urbanos (RSU) e por fim os resíduos industriais;

- A baixa temperatura de queima da ordem dos 800 a 900 °C, geralmente abaixo da temperatura de fusão de cinzas, evita o fenómeno de sujamento e/ou obstrução da superfície de transferência de calor da caldeira;

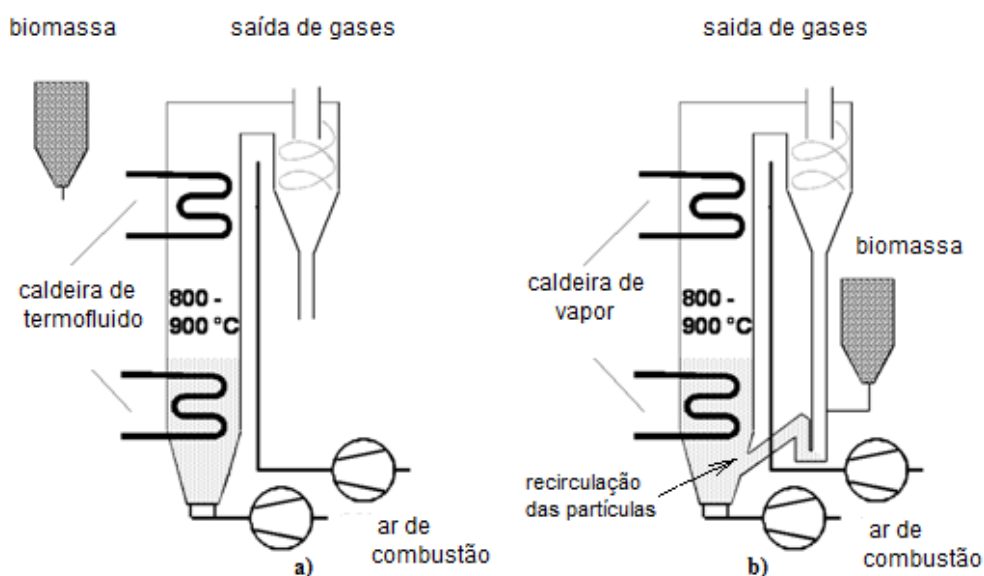


Figura 11 - Esquema de princípio dos sistemas de combustão de biomassa

- A queima do carvão é possível para uma granulometria $d_{pcomb} < 50$ mm, sem preparação prévia de separação ou secagem, ou então triturada até 2-5 mm se alimentada pela via pneumática no interior do leito, ou pulverizada se estiver em condições compatíveis;

- Eficiência de queima elevada

- 90 % sem a recirculação das partículas não queimadas;

- 98 % com a recirculação das partículas não queimadas;

-um dos mais importantes resultados é o baixa nível de emissão de poluentes: SO_2 e de NO_x e de compostos de cloro. Através da adição de soda cáustica com rácios molares adequados é possível atingir uma eficiência retenção de 95 %, isto é cerca de 400mg/m^3 , enquanto as caldeiras tradicionais emitem 2000mg/m^3 , (Oka, 2004).

3.5.2 - Desvantagens e vantagens

Apesar destas desvantagens já se terem verificado nas primeiras instalações estas foram minoradas no caso da combustão em leito fluidizado borbulhante CLFB:

- Reduzida carga térmica de queima por secção de queimador ($\text{MW}_{\text{th}}/\text{m}^2$) aquando da queima de combustíveis com alto teor de voláteis;
- Alguma limitação em potências térmicas elevadas devido ao elevado número de pontos de alimentação de combustível necessário;
- Limitação na variação de regimes de carga ainda reduzido;
- A fraca mistura de partículas lateral, cerca de metade da intensidade de mistura vertical, que se processa tanto de modo ascendente como descendente, (Basu, 2006).

As instalações de combustão em leito fluidizado borbulhante para a queima da biomassa, apresentam as seguintes vantagens: não têm partes móveis no leito de queima susceptíveis de avaria, obtém-se reduções das emissões de NO_x , a introdução de ar de combustão é diferenciada: ar primário, secundário e terciário, a elevada flexibilidade no que respeita ao diâmetro da partícula de combustível d_{pcomb} ; o teor de humidade elevado; e possibilidade de mistura de diferentes tipos de biomassa e funciona com valores reduzidos de excesso de ar. Por outro lado terão um custo de operação superior e limitações nas variações de carga comparativamente com o sistema de grelha, (Oberberger, 1998).

A combustão em leito fluidizado circulante CLFC, não interessa discutir pois só é viável a partir de $30 \text{ MW}_{\text{th}}$, é uma tecnologia com maior performance, trabalha com um diâmetro de partícula d_p do leito de $0,2\text{-}0,4\text{mm}$ e diâmetro de partícula d_{pcomb} combustível de $0,1\text{-}20 \text{ mm}$ com velocidades de fluidização de $5\text{-}10 \text{ m/s}$, enquanto que a CLFB trabalha com um diâmetro de partícula d_p do leito de cerca de 1 mm e diâmetro de partícula d_{pcomb} até 50 mm com velocidades de fluidização de $1\text{-}2,5 \text{ m/s}$, (Oberberger, 1998).

Uma característica importante da queima de CLFB é o facto do ar primário de combustão passar em toda a secção do leito de partículas inertes através de um sistema de distribuição fina do ar, além de existir o atravessamento uniforme de bolhas em toda a secção do leito, o que favorece uma mistura intensa entre a biomassa e o comburente o que origina um movimento de revolvimento vigoroso das partículas. As partículas combustíveis que estão em suspensão no ar devido ao equilíbrio instável das forças entre o fluído e as partículas (balanço força de arrasto-força de gravidade), permite que as partículas de biomassa maiores retornem ao leito e as menores continuem a queimar na fase gasosa. Por outro lado, este vaivém de partículas com uma trajectória aleatória favorece por um lado uma combustão da biomassa com elevada eficiência e por outro intensifica a transferência de calor na caldeira de termofluido.

Capítulo 4 - Caldeira de termofluido para queima de biomassa

4.1 - Introdução

Uma caldeira é um recipiente sob pressão, cujo objectivo é a produção de energia térmica (calor), esse calor é gerado através de uma fonte de energia, por exemplo, a partir da combustão de um combustível líquido, sólido ou gasoso na fornalha, ou ainda com o recurso à energia eléctrica, e é transferido para o fluido a aquecer através do corpo de transferência de calor, por mecanismos diversos como sejam: a condução, a convecção e a radiação. O calor também pode ser gerado por outras fontes de energia tais como: a nuclear, a geotérmica, a solar, entre outras, (GALP, 2009).

Uma caldeira é basicamente constituída por: um queimador, uma fornalha, um corpo de transferência de calor, um quadro de comando e controlo equipado com os indispensáveis dispositivos de segurança, uma câmara de saída de fumos, uma chaminé. É comum na queima de combustíveis sólidos, existir também, pelo menos, uma porta ou sistema de remoção de cinzas, uma porta ou sistema de alimentação de resíduos, porta de inspecção na fornalha, portas de acesso ao tubular. No que respeita à segurança, é comum haver, pelo menos, dispositivos combinados de actuação distinta, por exemplo, mecânica e outro de actuação eléctrica, ligados em paralelo, segundo o conceito “fail safe”, isto é o projecto de comando e controlo da caldeira prevê, quando existe alguma falha de segurança: seja falha de energia eléctrica, falha de algum elemento de controlo e/ou comando, ou falha estrutural, o equipamento retome um estado do lado da segurança. Um dispositivo de segurança eléctrico ou mecânico, por exemplo, em caso de falha retomar sempre um estado de repouso que não ponha em causa a segurança de pessoas e bens e por outro lado minimize os danos no equipamento, (HiroaKi, 1999).

4.2 - Classificação genérica de caldeiras industriais

4.2.1 - Fluido a aquecer:

Uma das classificações das caldeiras industriais leva em consideração o fluido de trabalho:

- A água quente até uma temperatura de 110 °C, ou então sobreaquecida a pressões e temperaturas superiores;
- O vapor saturado cuja temperatura corresponde à pressão de saturação do vapor de água ou então o vapor sobreaquecido para temperaturas e pressões elevadas, também se designam as caldeiras de vapor por geradores de vapor;
- O termofluido também referido como óleo térmico pode ultrapassar os 350 °C;

As vantagens de utilizar água quente a alta pressão são: o coeficiente de transferência da calor, ser barata, o fluido não ser tóxico e ausência de inflamabilidade, as desvantagens são: elevada pressão para temperaturas elevadas, é corrosiva quando comparado com o termofluido, obriga à pressurização do circuito e custo de bombagem elevado. No que respeita ao vapor de água: o elevado o coeficiente de transferência da calor, até 20 bar tem uma relação temperatura e respectiva pressão de saturação aceitável, o fluido é não tóxico e não inflamável, as desvantagens são: o facto de ser pouco económico para temperaturas acima dos 300 °C pois obriga ao uso de tubagens e acessórios da classe PN120, é corrosivo, obriga à pressurização do circuito e de sistemas de purgas com as consequentes perdas de calor, obriga a tratamento de água. Os termofluidos orgânicos utilizam uma baixa pressão de vapor, até aos 450 °C não obrigam à pressurização do circuito, podem utilizar diferenciais térmicos superiores implicando menores superfícies de transferência de calor nos utilizadores, a inexistência de corrosão e incrustações, em contrapartida têm um coeficiente de transferência da calor inferior ao da água, são altamente inflamáveis e mais caros que a água, (Pinho, 2008).

T [°C]	p abs. [atm]
20	0,0231
40	0,0728
60	0,1893
80	0,4675
100	1
120	1,96
140	3,5674
160	6,1008
180	9,899
200	15,351

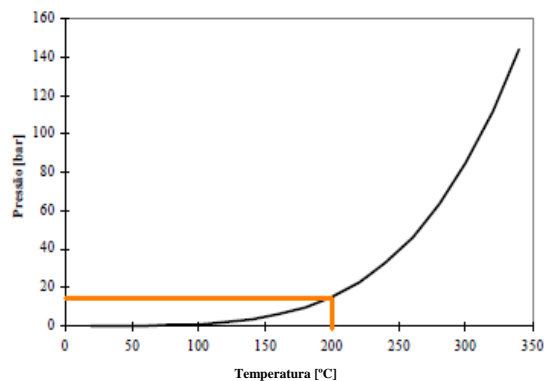


Figura 12 - Relação temperatura - pressão de saturação do vapor de água

4.2.2 - Tipo de corpo de transferência de calor

Outro modo de classificação de caldeiras industriais leva em consideração o tipo de corpo de transferência de calor. O Apêndice AI.3 contém esquemas de alguns tipos construtivos de caldeiras:

4.2.2.1 - Tubos de água ou aquotubular, ou tubos de óleo

O fluido a aquecer encontra-se dentro dos tubos e poderá ser: o vapor de água, a água quente ou sobreaquecida, o termofluido, outros fluidos. A norma Europeia EN 12952: 2001 e 2002, por exemplo, adopta a designação de caldeiras de tubos de água.

I - Vapor de água:

A configuração da secção recta do corpo de transferência, para o caso geral poderá ser:

- Cilíndrica coaxial (um ou mais feixes tubulares concêntricos)

As capacidades de produção de vapor saturado até 10 t/h e pressões relativas de 10 a 30 bar, designadas também de vaporização instantânea, pois a produção de vapor saturado ocorre ao fim de 2 a 3 minutos após arranque, mas se for excedida a capacidade instantânea de vaporização da caldeira em kg/s, há o risco de o vapor ter um título inferior a um, isto é, conter alguma humidade, ver Figura II do Apêndice AI.3. Existe a disposição construtiva vertical bem como a horizontal.

- Poligonal:

Dentro deste tipo há arranjos que tem a ver com a disposição dos barriletes e que resultam em configurações em: “O”, “A”, “D”, consultar Figura V do Apêndice AI.3.

Para pressões de serviço até 120 bar (relativa) a circulação é natural, para pressões superiores a 120 bar (relativa) a circulação é forçada.

As capacidades de produção de vapor saturado ou sobreaquecido até 150 t/h, até uma produção de vapor de 30 t/h as caldeiras são do tipo monobloco, prontas de fábrica com dimensões compatíveis para circular nas rodovias.

As vantagens são: a baixa inércia térmica rapidez de resposta, altas pressões podem atingir os 260 bar (pressão superior ao ponto crítico), construção compacta, e segurança superior às caldeiras tubos de fumo, para as mesmas condições de serviço.

As desvantagens principais são: o baixo volume de fluido contido e tratamento da água mais exigente, (Pinho, 2004).

II - Termofluido:

A configuração cilíndrica do corpo de transferência de calor é semelhante ao do vapor de água tanto na versão horizontal como na vertical, a configuração rectangular também existe embora como é óbvio não contenha os tradicionais barriletes das caldeiras de vapor existem tubos colectores de termofluido, consultar Figura IV do Apêndice AI.3. Os valores típicos de potência térmica específica por superfície de transferência de calor para caldeiras de termofluido com combustíveis fósseis, variam entre 16 e 38 kW/m², (Pinho, 2008).

III - Água quente: com este tipo de configuração é pouco comum em Portugal.

4.2.2.2 - Tubos de fumos ou gás-tubular, ou piro-tubular

O fluido a aquecer encontra-se no lado exterior dos tubos, isto é o tubo está imerso no fluido. O fluido poderá ser: o vapor de água, água quente ou sobreaquecida, termofluido, ou outros fluidos. A Norma Europeia EN 12953:2001 adopta a designação de caldeiras de tubos de fumos.

I - Vapor de água:

As caldeiras de tubos de fumo têm um ou mais tubos de fogo, e geralmente são de tripla passagem de fumos, conforme Figura III do Apêndice AI.3, os códigos de

projecto limitam a carga térmica de 10,465 MW por tubo de fogo, com taxas de vaporização típicas de 40 a 50 kg de vapor/m². Para a queima de biomassa estes valores baixam para taxas da ordem de 25 a 35 kg vapor/m². Até uma produção de vapor de 12 t/h as caldeiras são do tipo monobloco, prontas de fábrica com dimensões compatíveis para circular nas rodovias.

As vantagens são devido ao elevado volume de fluido, respondem aos consumos "flash", isto é promovem um elevado caudal de vapor num curto espaço de tempo, a qualidade do vapor produzido é mais seco do que as de vaporização instantânea, o tratamento de água menos exigente, embora alguma atenção seja necessária na câmara de inversão dos gases, permite a fácil substituição e limpeza dos tubos de fumos,

As desvantagens são: o arranque demorado, a pressão de serviço relativamente baixa, pressões de serviço limitadas até 32 bar (relativa).

As capacidades de produção de vapor variam até 14 t/h e 13 bar com 1 tubo de fogo, e até 28 t/h e 26 bar com 2 tubos de fogo, (Pinho, 2004).

II - Termofluido:

As configurações do corpo de transferência de calor são semelhantes às do vapor de água, mas é menos comum em Portugal.

III - Água Quente: caldeiras horizontais com este tipo de corpo de transferência de calor é comum em Portugal, são geralmente de tripla passagem, ocorrendo a primeira e segunda passagens no tubo de fogo, isto é, há uma inversão dos gases de combustão favorecendo a turbulência e em consequência a transferência de calor, conforme é elucidado na Figura I do Apêndice AI.3.

4.2.3 - Fonte energética a utilizar

Os combustíveis mais utilizados em caldeiras são os fósseis e são classificados segundo o seu estado: líquido, sólido ou gasoso como fonte de energia (calor).

Dentro dos combustíveis líquidos destacam-se na aplicação industrial, o gasóleo (vulgo óleo Diesel), thick fuel oil ou óleo pesado (vulgo nafta), mas também há o thin fuel oil (óleo leve) que corresponde a uma mistura de 20 % de gasóleo e 80 % do thick . O primeiro é um combustível mais limpo na combustão, mais simples na preparação da "pré-queima" mas mais caro, é adequado, por exemplo, para a pequena indústria, com

um funcionamento intermitente. O segundo utiliza-se em médias e grandes indústrias com grandes intensidades energéticas e factores de utilização também elevados (produção em contínuo, 24 h/dia e 7 dias/semana). É mais barato que o gasóleo, tem um menor *P.C.I.*, mas exige preparação de combustível (aquecimento da linha do combustível ao queimador), as características físicas podem variar ao longo do tempo é um combustível menos nobre. Acaba por exigir um maior cuidado na afinação e manutenção dos injectores do queimador(es), as temperaturas de traçagem, isto é o aquecimento prévio do combustível na linha de alimentação do queimador, no caso do thick é de 50 °C enquanto o thin é de 30 °C, e a viscosidade do primeiro é superior 300-800 cSt enquanto o gasóleo tem um valor máximo de 5,8 cSt.

Combustível	Poder calorífico inferior [kJ/kg]
Gasolina de avião	43.840
Gasolina	43.750
Kerosene	43.540
Óleo Diesel	43.120
Óleo ligeiro	41.860
Óleo pesado	40.610

Tabela 6 - Poderes caloríficos de alguns combustíveis líquidos

Combustível	Poder calorífico superior [kJ/m ³]	Poder calorífico inferior [kJ/m ³]
Gás de alto forno	4.080	3.980
Gás de coque	19.670	17.300
Gás de água de coque	11.500	10.400
Gás de água de carvão	12.700	11.600
Gás de cidade	18.000	16.100
Propano comercial	98.980	90.900
Butano comercial	101.050	112.400

Tabela 7 - Poderes caloríficos de alguns combustíveis gasosos

O combustível gasoso, mais generalizado é o gás propano, o gás natural, entre outros é um combustível com uma combustão mais limpa e requer um menor excesso de ar, (Pinho, 2005a).

O combustível sólido, é o menos nobre dos atrás referidos, atendendo à sua natureza, distinguem-se os combustíveis fósseis, que se classificam por exemplo pelo grau de incarbonização são exemplos: o carvão, a hulha (91-93 %), a antracite (92-95 %), a turfa (< 60 %), (GALP, 2009) e por outro lado a biomassa devido à sua natureza,

as propriedades podem variar significativamente consoante, por exemplo a composição química varia consoante as estações do ano, (Nuñez-Regueria et al., 2001), o aumento da humidade reduz o *P.C.I.*. Por outro lado atendendo à sua variedade, desde as simples aparas de madeira, a casca de arroz, o serrim até aos peletes ou briquetes, estes últimos terão menor variação das características pois a sua produção obedece a normas que determinam a sua qualidade, (prNP 4486, 2008). Obviamente os carvões têm um poder calorífico mais elevado e uma maior constância de propriedades físico-químicas.

Combustível	Poder calorífico inferior [kJ/kg]
Antracite	33.500
Hulha	32.400
Lenhite	20.900
Turfa	14.600
Coque	31.400

Tabela 8 - Poderes caloríficos de alguns combustíveis sólidos

As tabelas indicadas neste capítulo foram retiradas de Pinho (2005a).

4.2.4 - Pressão do fluido

As caldeiras também podem ser classificadas segundo a pressão relativa do fluido a aquecer: até 0,5 bar trata-se de uma caldeira de baixa pressão, até 87 bar de média pressão e por fim superior a 87 bar é de alta pressão, (Cunha, 1991).

Há uma série de normas e códigos de projecto aplicáveis a caldeiras, normas nacionais como é por exemplo o caso das: alemãs (DIN e AD-Merkblatt), francesas (CODAP) e americanas (ASME). Tem se verificado um esforço por parte da União Europeia em harmonizar as diferentes normas, com a designação de Normas Europeias harmonizadas (EN). A directiva comunitária de Equipamentos sob pressão, 97/23/CE, (CE, 1997), listou uma série de normas EN (European Norm) conforme o Jornal das Comunidades Europeias 17/07/2002, (CE, 2002). Esclarece-se contudo que a ASME e AD-Merkblatt, são códigos de projecto aplicáveis a caldeiras, respectivamente o Americano e o Alemão.

4.2.5 - Aplicação

Quanto à utilização das caldeiras, estas têm três aplicações principais: a produção de energia térmica (calor) para: processos produtivos, a produção de águas quentes sanitárias como é o caso por exemplo de hotéis e escolas; a produção de energia eléctrica e por fim as caldeiras de recuperação quando é possível recuperar o calor remanescente na saída dos gases de combustão em processos industriais como é o caso por exemplo: de fornos, e ainda de caldeiras e motores de combustão interna.

4.3 - Resenha “histórica” – caldeiras com queima de biomassa

O autor deste trabalho, dado ter tido algum contacto profissional com o mercado de caldeiras, faz uma breve e modesta abordagem das soluções disponíveis por fabricantes na altura, na Europa e obviamente em Portugal.

Reportando à década de 80, os principais Fabricantes de caldeiras que queimavam resíduos sólidos em Portugal, eram: a Luís Gonçalves & Irmão, Lda (Valongo), a Morisa - Caldeiras e Equipamentos, SA (V.N.Gaia), a Termec - Equipamentos Térmicos de Coimbra e limitavam-se a adaptar de uma forma tosca, as caldeiras de tubos de fumos que haviam sido projectadas para combustíveis fósseis líquidos e gasosos, e cuja geometria não era adequada para a queima de biomassa a saber: lenha, pó de cortiça, casca de arroz, serradura, serrim, estilha, etc. Trata-se de caldeiras industriais em geral, de vapor saturado com pressões manométricas da ordem de 10 - 20 bar e produções de vapor até 15 t/h. Inicialmente, na maior parte dos casos, estes fabricantes colocavam uma grelha horizontal dentro do tubo de fogo, e os resultados eram fracos. A grelha é um bom sistema de queima desde que projectado correctamente, isto é, com o tipo de biomassa e concepção de fornalha adequados. Ora doutra forma a qualidade de combustão bem como a transferência de calor era insatisfatória. Estas três marcas dominavam o mercado das caldeiras e posteriormente, evoluíram para a colocação da fornalha no exterior, com grelha fixa inclinada, cujas paredes eram constituídas por paredes tubulares de água, também com pouco êxito do ponto de vista técnico. Estas paredes tinham pelo menos o inconveniente em certos casos de “congelarem” as reacções de combustão e comprometerem a temperatura de combustão, noutros casos havia problemas vários como sejam: o alcance da temperatura

de fusão de cinzas e consequente obstrução do tubular, o baixo rendimento, altos níveis de emissão de partícula sólidas e de poluentes.

Nessa altura, havia já fabricantes com caldeiras dedicadas à queima da biomassa, era o caso da Konus Kessel (Alemanha) e a Sugimat (Espanha) apenas para o termofluido, e a Nórdico em Portugal que englobava não só a produção de água quente ou água sobreaquecida mas também, o vapor saturado ou sobreaquecido, o termofluido e ainda o ar quente. Contudo esta última dispunha também de fornalhas dedicadas para a queima de diferentes resíduos industriais, hospitalares, entre outros.

Dá-se conta posteriormente, de duas empresas que derivaram uma da outra, a Torres & Belo, S.A. (Ílhavo) e a Ventil - Engenharia do Ambiente, Lda (Ílhavo) produziam caldeiras apenas para a produção de água quente até 105°C, e eram limitadas à queima de estilha e/ou serrim, e para o nicho de mercado da secagem de madeira (mobiliário).

Estes sistemas dedicados à biomassa deram provas, do ponto de vista técnico, ambiental, de rendimento e ainda económico pois, o tempo de amortização de um sistema destes era em geral inferior a 3 anos, equacionando a poupança obtida na substituição do consumo de combustíveis convencionais pelos resíduos sólidos da produção, que antes eram destinados a aterros sanitários. O Apêndice AI.2 elucida as disposições construtivas em análise, a caldeira integral vertical dedicada à biomassa, (Strehler, 2000) e a caldeira horizontal com fornalha exterior.

No entanto, verificava-se que havia uma grande insensibilidade por parte dos técnicos das empresas para a combustão e a sua qualidade, no fundo pretendiam apenas comprar o produto final: o Vapor! Os fabricantes também designados por “Caldeireiros” era um sector muito conservador com poucos conhecimentos de combustão, salvo raras excepções, aplicava-se a receita da queima em grelha para qualquer tipo de resíduo sólido.

A importância de aplicar antigos e simples princípios da combustão, que eram o fio condutor do projecto de caldeiras e fornalhas dessa altura, como os 3 T's da combustão: Tempo, Temperatura e Turbulência, e ainda uma partícula de combustível de $d_{pcomb} = 1$ mm para um especialista em combustão ser “uma montanha”, segundo o Director Técnico. Mas então se são tão antigos (e continuam actuais) e tão simples, pois são critérios de projecto, porque é que não eram (e talvez ainda hoje) aplicados pelos “Caldeireiros”?

Conceitos de combustão em 2 ou 3 estágios, injeção de ar de combustão diferenciado: primário, secundário e terciário, fornalhas especialmente executadas caso a caso, tempos de residência de 0,5 a 2 segundos a uma temperatura adequada, técnicas de recirculação de gases e de pós combustão com reactor térmico, dispositivos depuradores de gases eram correntes, houve como em tudo alguns contratempos. Outra regra importante era que o corpo de transferência de calor da caldeira tem de se adaptar forçosamente ao tipo de chama que o combustível/resíduo desenvolve, caso contrário, como se diz na gíria da metalomecânica o material “tem sempre razão”, pois neste fica sempre a “assinatura” da relação causa-efeito. Não há contudo soluções universais e cada projecto é um caso. Veja-se o caso da central de queima de biomassa de Mortágua, que apresenta limitações operacionais.

Convém recordar que na década de 80 havia uma grande dinâmica comercial, devido não só a uma conjuntura económica favorável mas também um conjunto de fundos comunitários a incentivar o investimento na utilização racional da energia bem como na utilização das energias renováveis.

Até que nos anos 90 a senda do gás natural, levou a um retrocesso na utilização da biomassa, pois um número apreciável de empresas colocou queimadores a gás nestes sistemas.

É interessante verificar que ainda hoje se anunciam em Portugal, e se produzem caldeiras para queima de biomassa com esta tecnologia desactualizada, conforme consta num documento da DGE no Apêndice AI.2 em que era anunciado um rendimento de 86%, não se esclarece contudo, a que rendimento se refere nem o combustível e as respectivas propriedades.

Para finalizar a componente ambiental directamente ligada à qualidade de combustão sempre foi descurada desde sempre pela fiscalização das entidades competentes, inclusive as “multas ambientais” quando existiam tinham valores ridículos. A legislação Nacional nesta área da combustão é incipiente, é subjectiva não premeia as empresas que respeitam o ambiente, antes promove a confusão lançada pelos ambientalistas, e contribui na prática, para afundar um sector promissor de fornecedores de bens equipamentos na área da combustão, energia e ambiente. De referir, por exemplo, que em Itália pelo contrário existe uma legislação mais objectiva e concisa, que define para cada actividade: as soluções técnicas e os parâmetros ambientais a

respeitar, caso contrário os empresários serão obrigados a encerrar a actividade. Infelizmente tal não acontece ainda hoje em Portugal.

Ora o desafio agora, é não só compatibilizar a minimização das emissões de CO₂, o respeito de normas ambientais mais exigentes, com rendimento térmico elevado, o que pode ser conseguido cabalmente com a conjugação da biomassa com a queima em leito fluidizado.

4.3.1 - Caldeiras de termofluido

Faz-se uma breve referência às principais normas a seguir no projecto e fabricação das caldeiras de termofluido. Referem-se algumas normas relativas ao dimensionamento: térmico e mecânico de caldeiras, respectivamente a norma DIN 4754 no que respeita ao corpo de transferência de calor e o código de projecto americano ASME VII Div.I. A União Europeia tem vindo a fazer um esforço de harmonização das normas, as normas Europeias EN relativamente a recipientes sob pressão através da Directiva comunitária 97/23/CE, (CE, 1997) que foi transposta para a legislação nacional através do D.L 211/99, é o caso, por exemplo das seguintes Normas Europeias: a EN12952: 2001 e 2002, relativa a caldeiras de tubos de água, a EN12952: 2001 relativa a caldeiras de tubos de água, a EN13445: 2002 relativa a recipientes sob pressão submetidos à acção da chama, entre outras. O Jornal das Comunidades Europeias, (CE, 2002) contém uma lista publicações e títulos das Normas Europeias harmonizadas a título da Directiva comunitária 1997/23/CE.

As caldeiras de termofluido podem trabalhar com diferentes diferenças de temperatura consoante a utilização do calor, por exemplo poderá ser um $\Delta T = 20$ a 50 °C, e quanto maior for este ΔT maior terá de ser a superfície de transferência de calor para uma dada potência térmica. Estas caldeiras operam com temperaturas de serviço de termofluido entre os 250 e 300 °C com uma baixa pressão de saturação, e em casos especiais poderão ultrapassar os 350 °C.

Capítulo 5 - Cálculos

5.1 - Combustão

5.1.1 - Estequiometria da combustão

Para iniciar o cálculo de combustão escolhe-se o combustível sólido em função da sua composição química, no caso o “*Eucalyptus globulus*”, também designado por eucalipto, é uma das espécies mais abundantes em Portugal, tem um ciclo relativamente rápido de crescimento, há facilidade na plantação e colheita mecanizada para povoamentos de elevada densidade colhidos em curta rotação de 2 a 3 anos, e há uma grande experiência no cultivo desta espécie para a produção de pasta de papel, apresentando inclusivamente grande facilidade no descasque, (Gonçalves, 2007).

A composição química da madeira de eucalipto em termos de fracção mássica é a seguinte:

C (44,64%); O₂ (47,46%); H₂ (5,71%); N₂ (1,9%) e S (0,22%)

Os dados foram retirados de Nuñez-Regueria et al. (2001), correspondem a valores da região da Galiza, têm por isso a vantagem de se poderem tomar como valores de projecto para o nosso país, dada a proximidade geográfica.

O balanço estequiométrico da combustão é o seguinte:

$$r_1 \times N_2 + r_2 \times C + r_3 \times H_2 + r_4 \times O_2 + r_5 \times S + n_0 \times (O_2 + 3,76N_2) \rightarrow n'_1 \times CO_2 + n'_2 \times H_2O + n'_3 \times N_2 + n'_4 \times SO_2 \quad (5.1)$$

$$r_i = \frac{Y_i}{M_i} \quad (5.2)$$

Para o cálculo de r_i recorre à equação 5.2, em que Y_i é a fracção mássica e M_i a massa molar, do elemento respectivo i ,

Substituem-se os coeficientes r_1 a r_5 , e através do sistema de equações seguinte, e obtêm-se: as incógnitas n'_1 , n'_2 , n'_3 , n'_4 .

$$N : 2 \times r_1 + 2 \times 3,76 \times n_0 = 2 \times n'_3$$

$$C : r_2 = n'_1$$

$$H : 2 \times r_3 = 2 \times n'_2$$

$$O: 2 \times r_4 + 2 \times n_0 = 2 \times n'_1 + n'_2 + 2 \times n'_4$$

$$S: r_5 = n'_4$$

Verifica-se que a soma dos reagentes, termo esquerdo da equação 5.1, é igual ao termo direito, isto é, a massa dos reagentes é igual à dos produtos da reacção (em kg), como seria de esperar.

5.1.2 - Excesso de ar

Reescrevendo a equação 5.1, obtém-se a equação 5.3, no lado esquerdo da equação, os reagentes, considera-se agora o excesso de ar e , no 6º termo através do factor $(1+e)$, por outro lado o referido excesso de ar vai dar origem à presença de O_2 nos produtos da combustão, daí resulta um novo coeficiente o n_5 .

$$r_1 \times N_2 + r_2 \times C + r_3 \times H_2 + r_4 \times O_2 + r_5 \times S + (1+e) \times n_0 \times (O_2 + 3,76N_2) \rightarrow n_1 \times CO_2 + n_2 \times H_2O + n_3 \times N_2 + n_4 \times SO_2 + n_5 \times O_2 \quad (5.3)$$

O valor de n_0 mantém-se, é o que foi calculado no ponto anterior, os coeficientes: r_1 a r_5 são calculados como anteriormente. Note-se que de acordo com o novo sistema de equações tem-se agora 6 incógnitas: e , n_1 , n_2 , n_3 , n_4 e n_5 , mas apenas existem 5 equações, a saber:

$$N: 2 \times r_1 + (1+e) \times 2 \times 3,76 \times n_0 = 2 \times n_3$$

$$C: r_2 = n_1$$

$$H: 2 \times r_3 = 2 \times n_2$$

$$O: 2 \times r_4 + (1+e) \times 2 \times n_0 = 2 \times n_1 + n_2 + 2 \times n_4 + 2 \times n_5$$

$$S: r_5 = n_4$$

É necessária mais uma equação para se poder resolver o sistema de equações, pelo que se recorre à equação 5.4,

$${}_1\dot{Q}_2 + {}_1\dot{W}_2 = \sum_{saida} m_i \times h_i - \sum_{entrada} m_i \times h_i = \dot{H}_{P_2} - \dot{H}_{R_1} \quad (5.4)$$

Aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica à combustão, e na ausência de trocas de trabalho com o exterior, num escoamento em regime permanente e no caso da combustão isobárica de acordo com a evolução da reacção a entalpia do sistema permanece constante analisada no gráfico (h,T). O primeiro membro da equação 5.4 é nulo, pois o estado 1 é igual ao estado 0, e vai evoluir para o estado 2, (Pinho, 2005a).

Note-se que no presente caso a combustão não é adiabática, pois o leito ao aquecer está também a libertar calor sob a forma de energia (térmica) radiante Q_{rad} , o que será agora considerado, a equação 5.4 passa a ter a seguinte formulação,

$$\sum_i m_{Prod_i} \times \tilde{c}_{p_{Prod_i}} \times (T_2 - T_0) + m_{comb} \times \Delta h_0 + \dot{Q}_{rad} + \sum_i m_{R_i} \times \tilde{c}_{p_{R_i}} \times (T_0 - T_1) = 0 \quad (5.5)$$

Na equação 5.5 o primeiro termo corresponde à energia térmica contida nos produtos da combustão, o segundo corresponde à energia térmica contida no combustível sólido madeira de eucalipto, em que Δh_0 é a entalpia da combustão e corresponde ao simétrico do *P.C.I.* do combustível sólido, o terceiro Q_{rad} é a potência térmica radiante libertada pelo leito fluidizado, e o quarto termo respeita à energia dos reagentes que entram no leito, que é nulo pois $T_0 = T_1$ isto é, a temperatura dos reagentes T_1 é igual à temperatura ambiente T_0 , a temperatura T_2 corresponde à temperatura pretendida para o leito que é de 900 °C.

Agora já é possível resolver o sistema de equações, o que envolve o cálculo prévio da massa dos produtos de combustão recorrendo à equação 5.6,

$$m_{Prod_i} = n_i \times \frac{M_i}{M_{comb}} \quad (\text{kg prod comb/ kg comb}) \quad (5.6)$$

onde m_{Prod_i} é a massa de um produto de combustão i por kg de combustível, n_i é a incógnita a calcular de acordo como sistema de equações que decorre da resolução da equação 5.3, M_i é a massa molar do produto i , e M_{comb} é a massa molar do combustível. Após a resolução das equações 5.3 e 5.5 obtém-se o valor do excesso de ar pretendido. Isto é contudo de uma primeira aproximação pois no leito apenas se queima o carbono, ocorrendo a combustão dos voláteis acima deste, enquanto que este cálculo considera que todo combustível madeira é queimado a 900 °C no leito.

5.1.3 - Ar a fornecer à combustão

Corresponde à massa de ar necessária à combustão, considerando o excesso de ar atrás calculado para as condições de projecto de acordo com a equação 5.7,

$$m_{ar} = n_0 \times (1 + e) \times (M_{O_2} + 3,76 \times M_{N_2}) \quad (\text{kg ar/ kg comb}) \quad (5.7)$$

obtem-se ainda o caudal do ar a fornecer à combustão, multiplicando a massa de ar calculada anteriormente pelo caudal de combustível de acordo com a equação 5.8,

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{comb} \times m_{ar} \quad (\text{kg/s}) \quad (5.8)$$

5.1.4 - Cálculo dos produtos de combustão

A massa total de produtos de combustão obtém-se recorrendo à equação 5.9,

$$\dot{m}_{prodcomb} = \dot{m}_{comb} \times m_{prod} \quad (\text{kg/s}) \quad (5.9)$$

variável	designação	valor	unidades
m_{mad}	Caudal de combustível madeira	0,035	kg/s
m_{ar}	Caudal do ar combustão	0,315	kg/s
m_{gc}	Caudal dos gases de combustão	0,350	kg/s
e	Excesso de ar	79,0	%

Tabela 9 - Parâmetros de combustão

Os valores obtidos são típicos para estes sistemas, o excesso de ar e pode parecer elevado, mas é devido à imposição de uma temperatura de chama relativamente baixa de 900°C, pois para temperaturas superiores este valor baixaria significativamente. Os resultados foram obtidos para madeira de eucalipto com um $P.C.I.$ de 18070 kJ/kg, (Bassam, 1998), como valor de projecto, e corresponde ao estado seco.

5.2 - Parâmetros de funcionamento do leito fluidizado

O conteúdo apresentado neste ponto não é uma mera abordagem através de aplicação de parâmetros típicos (ex: taxas de queima típicas /m², caudais típicos, etc.) de fornalha a partir de tabelas comerciais, antes um dimensionamento criterioso, à luz do estado da arte, isto apesar da grande complexidade de fenómenos da mecânica dos fluidos, da física, transferência de calor e massa, entre outros, geralmente envolvidos na combustão e em particular, em leitos fluidizados. De salientar a diversidade de combinações possíveis de combustível e concentrações mistura de combustíveis, da granulometria do combustível, a sua variação, a combinação de parâmetros de fluidização, fenómenos de escala, geometria e localização dos corpos de transferência de calor.

5.2.1 - Tempo de queima de uma carga de partícula de combustível

5.2.1.1 - Teoria

O conceito de queima abordado, é o de queima de cargas sequenciais conforme comunicação pessoal de Pinho (2007). Para efeitos de cálculo do tempo de queima das partículas no interior do leito utilizou-se como combustível, partículas de carbono, em vez do combustível sólido madeira de eucalipto. Isto porque as partículas de madeira após serem introduzidas no leito sofrem uma secagem seguida de desvolatilização ficando finalmente um resíduo sólido carbonoso que demorará algum tempo a queimar. Então a taxa de queima da madeira virá condicionada pela taxa de queima do resíduo sólido carbonoso visto que os voláteis irão queimar rapidamente acima da superfície do leito.

O objectivo deste ponto é dimensionar a secção do leito fluidizado, que é o queimador, e definir a capacidade de queima deste em função do mecanismo de combustão cujo tempo de queima é mais moroso. Para a queima de partículas de carbono em leito fluidizado existem dois modelos de queima desenvolvidos:

- Modelo I respeita à queima completa à superfície da partícula;
- Modelo II respeita à queima incompleta à superfície da partícula;

Escolheu-se o modelo de combustão II que corresponde à queima incompleta à superfície da partícula (combustível), pelas razões expostas em 3.3. Ora o tempo de queima de uma carga de partículas é função da taxa a que as partículas são consumidas, e depende do balanço de oxigénio no seio do leito fluidizado, isto é, da fluido – dinâmica do queimador. Recorre-se ao modelo de fluidização em duas fases, i.e., a fase densa (ou partículas do leito) e a fase das bolhas (ou gasosa) segundo Kunii e Levenspiel (1991) para compatibilizar o consumo das partículas de carbono, com o consumo de O_2 existente na corrente gasosa de fluidização do leito. Efectuou-se um balanço de O_2 , e em fluidização borbulhante, para bolhas de tamanho uniforme a concentração molar de O_2 é função da sua altura y acima do distribuidor.

$$C_b = C_p + (C_o - C_p) \exp \left[-\frac{Q y}{U_A V} \right] \quad (5.9)$$

em que ,

- C_b é a concentração molar de O_2 no interior das bolhas;
- C_o é a concentração molar de O_2 no ar à entrada do leito fluidizado;
- C_p é a concentração molar de O_2 no interior da fase densa;
- Q é a taxa de transferência de massa entre a bolha e a fase densa;
- V é o volume de uma bolha;
- y é a altura da bolha acima do distribuidor

O caudal molar de O_2 , em cada instante é a soma de duas parcelas, o O_2 que sai das bolhas e o O_2 que sai da fase densa

$$(U - U_{mf}) A_t [C_p + (C_o - C_p) \exp(-X)] \quad (5.10)$$

$$U_{mf} A_t C_p \quad (5.11)$$

Nas equações 5.10 e 5.11,

- A_t é a secção recta do leito fluidizado;
- U é a velocidade média superficial de fluidização;
- U_{mf} é a velocidade mínima de fluidização;
- U_A é a velocidade absoluta total de ascensão de uma bolha no leito fluidizado;

$$X = \frac{QH}{U_A V} \quad (5.12)$$

X é o número de vezes que uma bolha troca o seu volume, ao atravessar o leito com altura H_{mf} . Por outro lado, obtém-se o caudal molar de O_2 à entrada do leito, pela equação 5.13,

$$U A_t C_o \quad (5.13)$$

A diferença entre as concentrações molares de O_2 à entrada e saída no leito, representa o consumo instantâneo de O_2 que será,

$$A_t (C_o - C_p) [U - (U - U_{mf}) \exp(-X)] \quad (5.14)$$

Que iguala o consumo molar de C no leito, se o teor de monóxido de carbono nos produtos de combustão for desprezável, o que geralmente se verifica na combustão

em leito fluidizado borbulhante.

O consumo molar de C uma partícula é obtido pela redução progressiva da sua massa com o desenrolar da combustão, o que também se verifica para uma carga de partículas de carbono.

$$\dot{n}_c = -\frac{\rho_c}{M_c} \frac{d}{dt} \left(\frac{\pi d^3}{6} \right) \quad (5.15)$$

Onde,

ρ_c - é a massa específica da partícula de carbono C, [kg/ m³];

M_c - é a massa molecular de carbono C, [kg/kmol];

$$\dot{n}_c = -\frac{\rho_c}{M_c} \frac{\pi d^2}{2} \frac{d}{dt} (d) \quad (5.16)$$

Para uma dada carga de N_c partículas,

$$N_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c \frac{\pi d_i^3}{6}} \quad (5.17)$$

Pode escrever-se que:

$$A_t (C_o - C_p) [U - (U - U_{mf}) \exp(-X)] = -\frac{6 m_c}{\rho_c \pi d_i^3} \frac{\rho_c \pi d^2}{2 M_c} \frac{d}{dt} (d) \quad (5.18)$$

Por outro lado sabe-se que para uma partícula,

$$-\frac{\rho_c}{M_c} \frac{\pi d^2}{2} \frac{d}{dt} (d) = 2 \pi d^2 K C_p \quad (5.19)$$

$$\frac{1}{K} = \frac{\varphi d}{Sh D_g} + \frac{2}{k_c} \quad (5.20)$$

É agora possível eliminar a variável C_p da equação 5.18 recorrendo à equação.5.19

$$A_t \left[C_o + \frac{\rho_c}{4 K M_c} \frac{dd}{dt} \right] [U - (U - U_{mf}) \exp(-X)] = -\frac{3 m_c d^2}{d_i^3 M_c} \frac{dd}{dt} \quad (5.21)$$

Obtém-se a equação 5.22

$$A_t \left[C_o + \frac{\rho_c}{4 M_c} \left(\frac{\varphi d}{Sh D_g} + \frac{2}{k_c} \right) \frac{dd}{dt} \right] [U - (U - U_{mf}) \exp(-X)] = -\frac{3 m_c d^2}{d_i^3 M_c} \frac{dd}{dt} \quad (5.22)$$

que pode ser reorganizada

$$-C_o dt = \left\{ \frac{\rho_c}{4 M_c} \left(\frac{\varphi d}{Sh D_g} + \frac{2}{k_c} \right) + \frac{3 m_c d^2}{d_i^3 M_c A_i [U - (U - U_{mf}) \exp(-X)]} \right\} dd \quad (5.23)$$

e integrada nas seguintes condições fronteira:

$$\begin{aligned} t &= 0, d = d_i \\ t &= t_f, d = d_f \\ \text{com} \\ d_f &= (1 - f)^{1/3} d_i \end{aligned} \quad (5.24)$$

O valor X que corresponde ao número de vezes que uma bolha troca o seu volume durante a sua ascensão através de um leito com profundidade H_{mf} , calcula-se através da seguinte equação 5.25

$$X = \frac{10 H_{mf}}{D_e (g D_e)^{1/2}} \left[U_{mf} + \frac{0,61 \varepsilon_{mf}}{1 + \varepsilon_{mf}} D_g \left(\frac{g}{D_e} \right)^{1/4} \right] \quad (5.25)$$

Por fim obtém-se a equação 5.26 que sintetiza o que atrás foi dito:

$$t_{qc} = \frac{\varphi \rho_c [1 - (1 - f)^{2/3}] d_i^2}{8 Sh D_g M_c C_o} + \frac{\rho_c [1 - (1 - f)^{1/3}] d_i}{2 k_c M_c C_o} + \frac{f m_c}{M_c A_i C_o [U - (U - U_{mf}) \exp(-X)]} \quad (5.26)$$

O tempo de queima t_{qc} da fracção f de uma carga de partículas de carbono lançada para um queimador/reactor em leito fluidizado borbulhante, contém três termos.

O primeiro termo referente à difusão do O_2 até à superfície exterior da partícula,

$$\frac{\varphi \rho_c [1 - (1 - f)^{2/3}] d_i^2}{8 Sh D_g M_c C_o} \quad (5.27)$$

O segundo referente à cinética da reacção heterogénea que ocorre à superfície da partícula,

$$\frac{\rho_c [1 - (1 - f)^{1/3}] d_i}{2 M_c k_c C_o} \quad (5.28)$$

E o terceiro que é função da mecânica de fluidos do leito fluidizado.

$$\frac{f m_c}{M_c A_i C_o [U - (U - U_{mf}) \exp(-X)]} \quad (5.29)$$

Verificou-se que os dois primeiros termos da equação 5.26 são afectados directamente pelo variável diâmetro da partícula de combustível d_i , com maior significado no primeiro pois está afectado por um expoente, o terceiro termo é afectado directamente com o valor da carga unitária m_c (em kg) e inversamente com a área do leito A_r . Uma das vantagens da utilização desta equação é a de se obter de imediato o peso de cada um dos mecanismos dominantes da combustão, e ser possível inferir para cada caso, mediante trabalho experimental a implementar, correlações tanto para o mecanismo cinético como para o difusional.

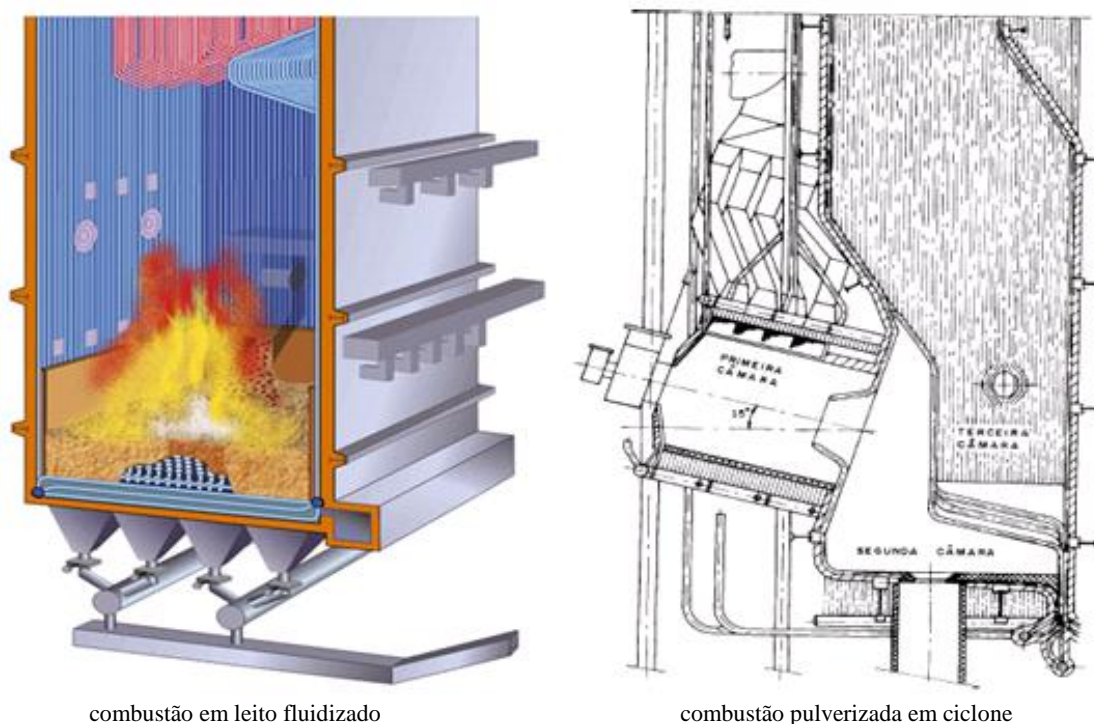


Figura 13 - Esquemas dos sistemas de combustão

5.2.1.2 - Análise dos resultados obtidos

Após a análise dos vários cenários possíveis, tendo como pressuposto a maior granulometria do combustível d_i possível, por razões de custo de preparação de combustível, pois por via de regra, quanto menor for a partícula d_i , haverá condições mais favoráveis de combustão e menor será o tempo de queima. Considerou-se várias fracções queimadas f de 75 % a 95 %. Avaliou-se em paralelo as várias combinações

possíveis de velocidades médias de fluidização U e de velocidades mínima de fluidização U_{mf} , considerando a restrição do queimador não poder exceder 1,6 m de diâmetro, que corresponde ao diâmetro da caldeira. Estudou-se o valor de carga unitária óptima, e verificou-se que a partir de certo valor o queimador entrava em saturação devido ao excesso de produtos de combustão na fornalha e ocorria uma diminuição da capacidade de queima, por outro lado também se pretendia escolher uma carga relativamente “pequena” que evitasse picos de temperatura no leito, e em consequência no tubular da caldeira afectando a precisão na temperatura de saída do termofluido.

Da equação 5.30 decorre que o caudal de combustível \dot{m}_c , para uma dada carga, é tanto maior, quanto menor for o seu tempo de queima:

$$\dot{m}_c = \frac{m_c}{t_{qc}} \quad (5.30)$$

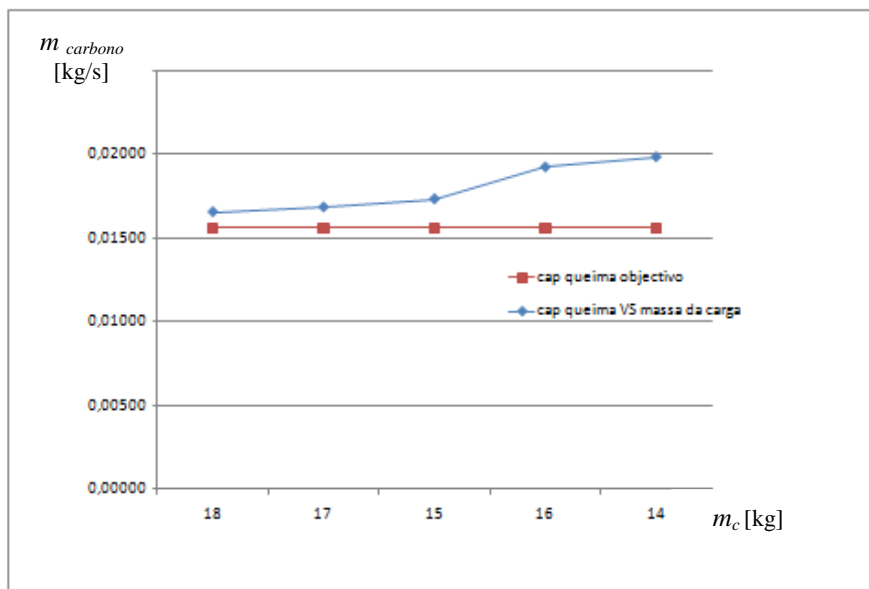
Os pressupostos de cálculo são: a temperatura no leito é considerada isotérmica, e as duas fases presentes, a densa e a das bolhas encontram-se a uma temperatura uniforme, as partículas de carbono são lançadas quase que instantaneamente e de um modo uniforme em toda a secção do leito.

A solução de queima obtida de acordo com a tabela na Tabela 10, tem como objectivo a maximização do diâmetro da partícula de combustível d_i , o caudal de combustível necessário \dot{m}_c e a adequação de uma carga de combustível de valor intermédio m_c , no caso de partículas de carbono, para assegurar a potência térmica do projecto concluiu-se o seguinte:

- Para fracções queimadas da ordem de $f = 80$ a 95 % o mecanismo mais lento é o difusional seguido da dinâmica do reactor e por fim o mecanismo cinético que é o mais rápido, em consequência o mecanismo difusional é o que controla a reacção de combustão.

Verifica-se como era de esperar, por exemplo, para a fracção de queima $f = 95$ %, de acordo com a Figura 15, quanto maior o diâmetro da partícula combustível menor é a capacidade de queima, por outro lado a Figura 14 salienta a diminuição da capacidade de queima com o aumento da carga unitária de partículas de carbono.

Caso nº	U_0	U_{mf}	U_0/U_{mf}	d_p arsia leito μm	d_i carbono mm	f fracção de queima	m carga	caudal combustivel $m_{carbono}$		Margem sobrecapacidade
	m/s	m/s					kg	kg/s		
								Capac. disponível	Objectivo	
Casola	1,40	0,346	4,05	900	5	0,95	14	0,01985	0,01565	21,1
	1,40	0,346	4,05	900	5,5	0,95	15	0,01736	0,01565	9,8
	1,40	0,346	4,05	900	5,5	0,95	16	0,01925	0,01565	18,7
	1,40	0,346	4,05	900	6	0,95	17	0,01687	0,01565	7,2
	1,40	0,346	4,05	900	6	0,95	18	0,01659	0,01565	5,6
Casob	1,40	0,346	4,05	900	5	0,9	14	0,02047	0,01565	23,5
	1,40	0,346	4,05	900	5,5	0,9	15	0,01897	0,01565	17,5
	1,40	0,346	4,05	900	5,5	0,9	13	0,01947	0,01565	19,6
	1,40	0,346	4,05	900	5,5	0,9	12	0,01617	0,01565	3,2
	1,40	0,346	4,05	900	6	0,9	17	0,01844	0,01565	15,1
	1,40	0,346	4,05	900	6	0,9	18	0,01812	0,01565	13,6
Casoc	1,40	0,346	4,05	900	5,5	0,85	12	0,01656	0,01565	5,5
	1,40	0,346	4,05	900	5,5	0,85	15	0,02059	0,01565	24,0
	1,40	0,346	4,05	900	5,5	0,85	13	0,02000	0,01565	21,7
	1,40	0,346	4,05	900	6	0,85	17	0,02002	0,01565	21,8
	1,40	0,346	4,05	900	6	0,85	18	0,01966	0,01565	20,4
Casod	1,40	0,346	4,05	900	5	0,8	12	0,01938	0,01565	13,2
	1,40	0,346	4,05	900	5,5	0,8	15	0,02232	0,01565	23,9
	1,40	0,346	4,05	900	5,5	0,8	14	0,02161	0,01565	27,6
	1,40	0,346	4,05	900	5,5	0,8	12	0,01693	0,01565	7,6
	1,40	0,346	4,05	900	6	0,8	17	0,02170	0,01565	27,9
	1,40	0,346	4,05	900	6	0,8	18	0,02131	0,01565	26,5

Tabela 10 - Solução de queima em função de: d_i , f e m_{carga} Figura 14 - Variação da capacidade de queima (kg/s) com a carga unitária m_c de carbono (kg)

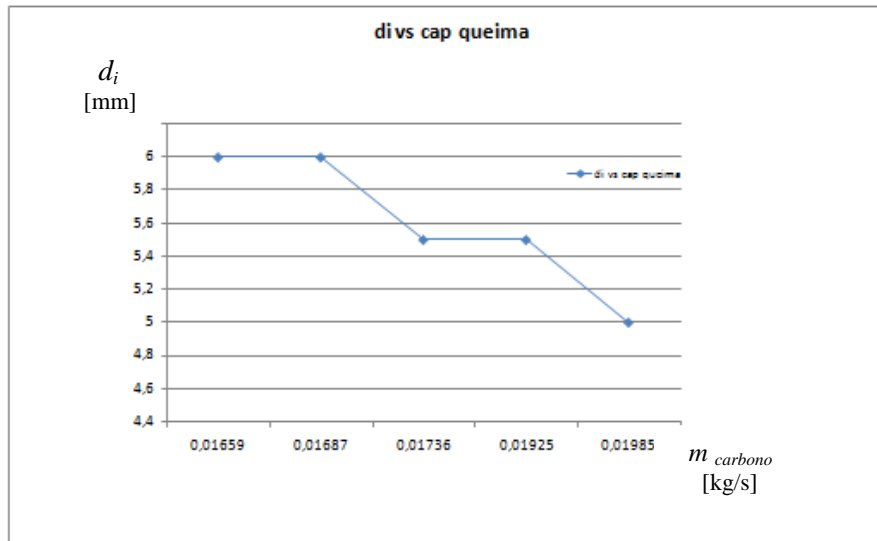


Figura 15 - Variação do diâmetro da partícula do carbono d_i (mm) com a capacidade de queima (kg/s)

Os dados que deram origem aos gráficos das Figura 14 e 15 foram retirados da Tabela 10, caso 1a. A última coluna Tabela 10 indica igualmente que existe uma sobrecapacidade do queimador em função das três variáveis acima referidas, o que possibilita alguma flexibilidade na regulação da combustão face à variabilidade das propriedades da biomassa. A margem de sobrecapacidade de queima, representa a razão (em %) entre o caudal de carbono possível queimar no leito e o caudal de referência ou objectivo de partículas carbono correspondente à potência térmica necessária à entrada da fornalha para assegurar os requisitos de projecto, isto é, a potência térmica necessária transferir para o termofluido Q_{tf} .

O caudal de referência de partículas carbono é \dot{m}_{carbono} calculado através da equação 5.31, que é função do caudal de combustível \dot{m}_{mad} madeira e de Y_C a fracção mássica de carbono no combustível madeira que é de 44,64 %, tendo por base a análise elementar do combustível (Nuñez-Regueria et al, 2000),

$$\dot{m}_{\text{carbono}} = Y_C \dot{m}_{\text{mad}} \quad (5.31)$$

Capítulo 6 - Caracterização hidrodinâmica do leito

6.1 - Velocidades

Foram levados em conta os seguintes dados do leito:

Diâmetro da partícula do leito	d_p : 900 μm (uniforme)
Esfericidade	ϕ_s : 0,68
Porosidade do leito	ε_{mf} : 0,5
Massa volúmica da areia	ρ_s : 2650 kg/m^3

Considerou-se um tamanho uniforme da partícula d_p no leito, a esfericidade do leito foi calculada de acordo com a figura 16, (Kunii e Levenspiel, 1991).

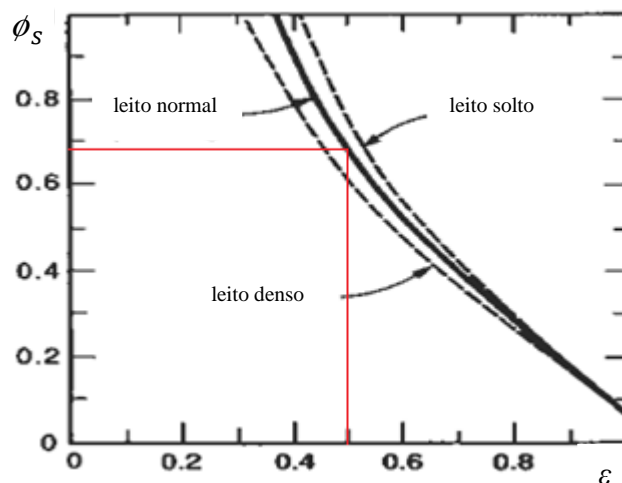


Figura 16 - Relação entre porosidade do leito e esfericidade

A areia escolhida é a sílica cristobalite, o valor da massa volúmica foi retirada de tabelas, (Kuzman, 1970). As características das partículas do leito selecionadas pertencem Grupo B segundo a classificação de Geldart e por consequência têm características favoráveis à formação de bolhas como sejam:

- As bolhas formam-se ao nível da placa distribuidora e vão crescendo e coalescendo à medida que atravessam o leito;

- As bolhas crescem, grosso modo, linearmente com a distância acima da placa distribuidora e da velocidade do gás em excesso ($U-U_{mf}$);
- O tamanho da bolha não depende do tamanho da partícula do leito;
- As bolhas promovem uma circulação intensa dos sólidos no leito, o que é o desejável na combustão de biomassa.

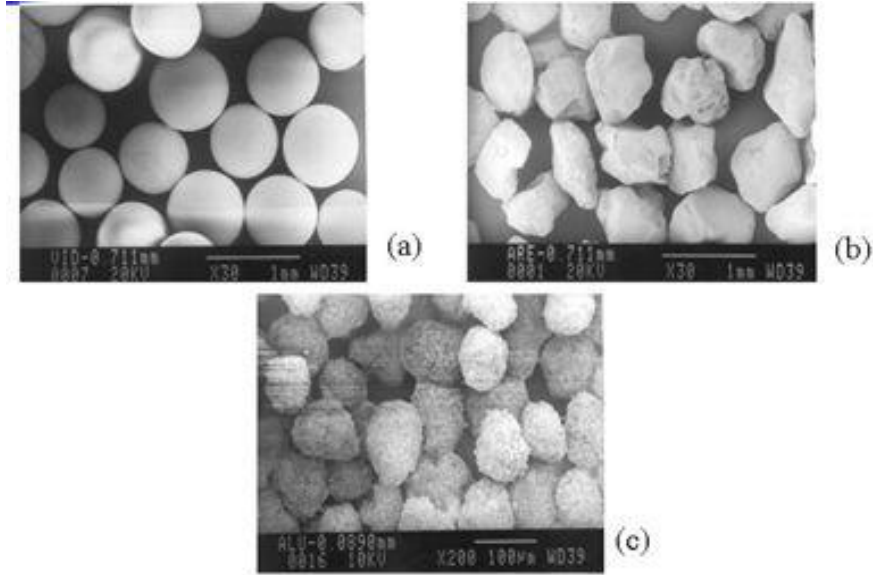


Figura 17 - Micrografias de partículas obtidas por microscópio electrónico

Na Figura 17 estão patentes três micrografias exibindo as diferentes esfericidades de partículas como sejam: alínea a) esferas de vidro, a alínea b) areia e por último a c) alumina.

Em seguida será feito o cálculo dos diversos parâmetros operacionais com vista a definir o ponto de funcionamento do queimador.

6.1.1 - Velocidade mínima de fluidização : U_{mf}

Através da equação de Ergun 6.1 obtém-se a velocidade mínima de fluidização através de um leito fixo, quando é igualada à equação 6.2

$$\frac{1,75}{\phi_s \epsilon_{mf}^3} \left(\frac{d_p U_{mf} \rho_g}{\mu} \right)^2 + \frac{150 \cdot (1 - \epsilon_{mf})}{\phi_s^2 \epsilon_{mf}^3} \left(\frac{d_p U_{mf} \rho_g}{\mu} \right) = Ar \quad (6.1)$$

O primeiro termo do lado esquerdo da equação representa as forças inércias enquanto que o segundo representa as forças de origem viscosa.

$$Ar = \frac{d_p^3 \rho_g (\rho_s - \rho_g) g}{\mu^2} \quad (6.2)$$

Este parâmetro adimensional Arquimedes representa a relação entre a aceleração da gravidade e a força de arrasto das partículas, (Leckner, 2006). Varia com a temperatura, devido à redução da massa volúmica do gás, mas principalmente pelo aumento da viscosidade dinâmica que está elevada ao quadrado, considerando o mesmo tamanho de partícula.

Os parâmetros a seguir indicados salvo indicação contrária, têm as propriedades referidas à temperatura do leito de 900 °C.

Pode-se ainda simplificar a equação 6.1 através do número de Reynolds :

$$\frac{1,75}{\phi_s \varepsilon_{mf}^3} Re_{mf}^2 + \frac{150.(1 - \varepsilon_{mf})}{\phi_s^2 \varepsilon_{mf}^3} * Re_{mf} = Ar \quad (6.3)$$

Daqui resulta o valor de Re_{mf} , e resolvendo a equação 6.4 em ordem a U_{mf} obtém-se a velocidade mínima de fluidização.

$$Re_{mf} = \frac{\rho_g d_p U_{mf}}{\mu} \quad (6.4)$$

As equações referidas neste capítulo foram retiradas de Kunii e Levenspiel, (1991).

6.1.2 - Velocidade média de fluidização : U

Corresponde à velocidade média a que o sistema vai operar, é calculada em função da velocidade mínima de fluidização para um dado tamanho médio da partícula do leito e de um valor multiplicativo $k1$, cujo valor pode variar para alguns projectistas entre 3 e 4, de que resulta em regra uma velocidade de fluidização da ordem de 1-2 m/s, podendo no entanto ultrapassar este valor, (Basu, 2006). A velocidade de fluidização é um parâmetro importante de projecto e não deve em caso algum ultrapassar o valor da velocidade terminal da partícula mais pequena do leito d_p , pois arrastaria estas partículas para fora do leito e obrigaria a repô-las, mas acabaria por arrastar também as partículas mais finas de combustível ainda por queimar, prejudicando a eficiência de combustão.

$$U = k1 * U_{mf} \quad (6.5)$$

A velocidade média de fluidização foi objecto de uma análise cuidada em matriz solução com vista a otimizar os seguintes parâmetros principais:

- Diâmetro da partícula do leito d_p ;
- Diâmetro da partícula de combustível d_{pcomb} ;
- Gasto energético para aquecer o caudal de ar referido à velocidade U , i.e.

$$\dot{m}_{ar} = UA_t \rho_{ar}$$

- Gasto energético do ventilador de ar de combustão para veicular o caudal de ar

$$\dot{m}_{ar} \text{ nas condições de projecto;}$$

- Rácio equilibrado U/U_{mf} ;
- Compacidade da instalação;

e escolheu-se um valor para kI , de acordo com a equação 6.5 igual a 4.

6.1.3 - Velocidade terminal: U_T

Corresponde à velocidade a partir da qual a partícula é arrastada por transporte para fora do leito, o cálculo seguiu um processo iterativo uma vez que o coeficiente de arrasto de uma partícula C_{DS} é função da do próprio valor da velocidade que se pretende conhecer, para o efeito arbitrou-se um valor inicial de Re , correu-se o programa em ciclo entre as equações 6.6 e 6.8 até a solução convergir, por fim com o valor obtido da solução final na equação 6.8, e depois de calcular o coeficiente K_T de conversão da velocidade terminal esférica e não esférica, substituiu-se na equação 6.11 e obteve-se o valor pretendido.

$$Re_T = \frac{\rho_g d_p U_T}{\mu_g} \quad (6.6)$$

$$C_{DS} = \frac{24}{Re_T} + \frac{4}{\sqrt{Re_T}} + 0,40 \quad (6.7)$$

A equação 6.7 foi proposta por Kaskas (1964) e é válida para toda a gama de números de Reynolds .

$$U_{T\text{ spheric}} = \left(\frac{4(\rho_s - \rho_g)gd_p}{3\rho_g C_{DS}} \right)^{1/2} \quad (6.8)$$

$$K_T = 0,843 \log_{10} \left(\frac{\phi_s}{0,065} \right) \quad (6.9)$$

$$K_T = \left[\frac{4(\rho_s - \rho_g)gd_p}{3\rho_g(5,31 - 4,88\phi_s)} \right]^{0,5} \quad (6.10)$$

$$U_{Tn_esferic} = K_T U_{T_esferic} \quad (6.11)$$

As seguintes equações foram propostas por: 6.6 a 6.8 por Pinho (2005b), a 6.11 por Basu (2006), as 6.9 e 6.10 foram propostas por PettyJohn e Christian (1948) em Basu (2006), estas últimas são válidas respectivamente, para $Re < 0,2$ e $Re > 1000$, e foi feita uma interpolação linear conforme sugestão do autor para valores de Re intermédios, como era o presente caso.

Como verificação dos valores obtidos utilizou-se o processo de cálculo sugerido por Basu (2006), e os resultados obtidos foram coincidentes. No entanto foram estudadas várias soluções possíveis considerando os parâmetros: diâmetro da partícula do leito d_p , as respectivas velocidades, acabou por se seleccionar o caso 2a na Tabela 11, como a mais vantajosa, pois quando comparada com o caso 1a de $d_p = 1000\mu\text{m}$, a velocidade mínima de fluidização aumentava o que implicava maior gasto energético de ventilação bem como a velocidade terminal da partícula o que poderia dificultar a saída das partículas mais finas do leito. Contudo foi dada preferência a um menor d_p pois favorece o tempo de residência dos gases acima do leito.

designação	unidades	Caso 2a
d_p do leito	μm	900
U_{mf}	m/s	0,350
U	m/s	1,40
U_T	m/s	9,90
<i>Archimedes</i>		2507
Re_{mf}		1,72
Re		7,82
Re_T		55,3
<i>rácio : U / U_{mf}</i>		4
<i>U_T / U_{mf}</i>		28,3

Tabela 11 - Parâmetros diversos do leito

6.2 - Perda de carga no leito : Δp_L

A perda de carga do leito foi calculada segundo a equação 6.12, (Kunii e Levenspiel, 1991),

$$\frac{\Delta p_L}{H_{mf}} = (1 - \varepsilon_{mf}) (\rho_s - \rho_g) g \quad (6.12)$$

6.3 - Tipo de fluidização

Importa confirmar em qual dos estados de fluidização, se encontra o sistema para validar os cálculos, segundo a equação 6.13 (Wilhelm e Kwauk, 1948) em Kunii e Levenspiel (1979), através do número de Froude,

$$Fr_{mf} = \frac{U_{mf}^2}{d_p g} \quad (6.13)$$

Se $Fr_{mf} < 0.13$ – fluidização uniforme

Se $Fr_{mf} > 0.13$ – fluidização borbulhante

O valor obtido de 13,57 indica que a fluidização é borbulhante.

Romero e Johnson (1962) propõem a equação 6.14,

$$Fr_{mf} \text{ Re}_{mf} \left(\frac{\rho_p - \rho_g}{\rho_g} \right) \left(\frac{H_{mf}}{D_L} \right) \quad (6.14)$$

Se < 100 , uniforme ou particulada

Se > 100 , borbulhante ou agregativa

O valor obtido de 45 493 indica que o estado de fluidização é claramente borbulhante, utilizou-se uma abreviatura, pelas iniciais dos autores como RJ para facilitar a leitura na Tabela 12. Ambas as equações foram propostas por Kunii e Levenspiel (1979).

6.4 - Diâmetro equivalente médio da bolha: D_e

Darton et al. (1977), propõem a equação 6.15,

$$D_e = 0,54 \{ U - U_{mf} \}^{0,4} (h + 4\sqrt{A_o})^{0,8} / g^{0,2} \quad (6.15)$$

em que A_o é a razão entre a área do leito e o número de furos, e h corresponde a metade da altura do leito H_{mf} ; $A_o = (A_{leito} / N_{total \text{ orifícios}})$; $h = (H_{mf} / 2)$

6.5 - TDH – altura de desagregação

Trata-se da altura máxima que as partículas atingem quando são projectadas pelas bolhas ao rebentarem à superfície do leito. Esta zona de projecção acima do leito

designa-se de zona livre, onde as partículas projectadas retornam ao leito pelo efeito da gravidade, o que é vantajoso do ponto de vista da combustão, bem como favorece a transferência de calor para a caldeira. Há uma relação directa entre o diâmetro equivalente da bolha e a altura de desagregação TDH , quanto maior for o fluxo de gás originando um maior número de bolhas, maior será a projecção de partículas, Smolders e Baeyens (1998) em Basu (2006) propõem a equação 6.16,

$$TDH = 6 \left[(U - U_{mf}) D_e \right]^{0,6} \quad (6.16)$$

Trata-se de um parâmetro de projecto importante pois a saída dos gases, deverá ficar acima desta altura TDH , esta altura é medida a partir de nível superior do leito.

variável	unidades	Caso 2a
d_p	μm	900
Δp_L	Pa	3895
Fr_{mf}		13,57
RJ		45493
D_e	m	0,10
TDH	m	1,58

Tabela 12 - Parâmetros diversos do leito

6.6 - Placa distribuidora

A placa tem uma importância fundamental na qualidade de fluidização, e foi dada especial atenção para que existisse uma distribuição o mais homogénea possível, evitando a formação de caminhos preferenciais na formação de (colunas) de bolhas, na secção de passagem, o que se consegue através da implementação de um número significativo de furos.

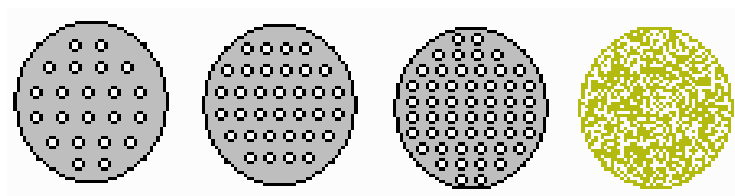


Figura 18 - Placas com áreas livres de: 4%, 8%, 12% e sinterizada

Dada a elevada taxa de furos por área de placa inicialmente calculada, recorreu-se a cabeças injectoras multi-orifícios, para se otimizar a injeção uniforme e

homogénea de ar no leito com a vantagem de reduzir o número de furos a efectuar na placa, o que diminuiria a sua resistência mecânica e por outro lado permite minimizar o risco da fuga das partículas do leito através dos furos.

Para o cálculo do distribuidor foram utilizadas as seguintes equações propostas por Kunii e Levenspiel (1979). O processo de cálculo utilizado foi o seguinte: começa-se por definir a perda de carga no leito, referida a seguir como Δp_L referido à velocidade mínima de fluidização U_{mf} , depois relaciona-se a perda de carga da placa distribuidora Δp_d com a perda de carga do leito Δp_L de acordo com as equações seguintes :

$$\begin{aligned} &\text{- Perda de carga no leito: } \Delta p_L \\ &\frac{\Delta p_L}{H_{mf}} = (1 - \varepsilon_{mf}) (\rho_s - \rho_g) g \end{aligned} \quad (6.17)$$

Considerando uma altura de leito H_{mf} de 0,3m. As equações 6.12, e 6.17 a 6.19 foram propostas por Kunii e Levenspiel (1979).

$$\Delta p_d = \rho_{H_2O} g H_{H_2O} \quad (6.18)$$

Uma das condições definidas por Agarwal em Kunii e Levenspiel (1979), a perda de carga no distribuidor deverá ser no mínimo a correspondente a uma coluna de água de 35 cm. Optou-se no presente caso por uma perda de carga no distribuidor Δp_d , cerca de 4900 Pa calculado através da equação 6.18 a que corresponde a uma coluna de água de 50 cm, sendo este um valor de referência na prática industrial para a combustão, (Pinho, 2007). Em consequência, através da equação 6.19 obteve-se o valor de $n_1 = 1,26$ que relaciona a perda de carga no distribuidor com a perda de carga no leito.

$$\Delta p_d = n_1 \Delta p_L \quad (6.19)$$

-Velocidade média (à entrada do injector) no orifício U_o :

Para o cálculo da velocidade média no orifício U_o obteve-se em primeiro lugar o valor do coeficiente de orifício C'_d a partir de gráfico em Kunii e Levenspiel (1979), e em seguida calculou-se o número de Reynolds referido ao diâmetro do leito D_L e à velocidade de fluidização U através da equação 6.20,

$$Re_d = \frac{\rho_g D_L U}{\mu_{ar}} \quad (6.20)$$

$$U_o = C'_d \left(\frac{2 \Delta p_d}{\rho_g} \right)^{1/2} \quad (6.21)$$

Substituindo estes valores na equação 6.21 obtém-se o valor pretendido,

- Numero de orifícios por m² referidos à velocidade de entrada no injector U_o ,

$$U = \frac{\pi}{4} d_o^2 U_o N_o \quad (6.22)$$

Recorrendo a um pequeno programa de cálculo, fixando o valor de d_o , resultaram várias combinações possíveis em função de: o diâmetro de orifício, o número de orifícios, a optimização de velocidade de orifício que está relacionada indirectamente com a perda de carga do distribuidor, pois segundo Basu (2006) é aconselhado que a velocidade do orifício U_o , se situe abaixo dos 90 m/s.

- Fracção furada da placa distribuidora

$$\frac{U}{U_o} \quad (6.23)$$

É a razão entre a velocidade de fluidização U e a velocidade média no orifício de saída dos injectores U_o de acordo com a equação 6.23. As propriedades do fluído estão referidas à temperatura média de 435 °C, porque o ar de fluidização á entrada da placa distribuidora se encontra à temperatura ambiente e quando entra no leito sofre um aquecimento brusco para uma temperatura próxima da temperatura do leito que é de 900 °C, ora a temperatura definida corresponde aproximadamente a um valor médio entre essas temperaturas. Por outro lado, verificou-se experimentalmente que quando um gás entra num leito de partículas a 850 °C, o incremento da temperatura do gás é de tal modo instantâneo que tem um perfil assintótico, (Basu, 2006).

Apesar do diâmetro do orifício ser superior à partícula do leito, como a injeção do ar ocorre horizontalmente e com velocidades da ordem dos 80m/s, o risco da passagem das partículas é mínimo. Acresce que na actualidade existem dois critérios relativamente às velocidades à entrada e saída nos injectores multi-orifícios. Segundo Basu (2006), o primeiro impõe uma maior velocidade na sua saída, e em consequência há menor risco de obstrução dos orifícios de saída, o outro mais recente favorece uma velocidade maior à entrada e então a erosão dos orifícios de saída é minimizada. Optou-se pela primeira opção pois interessa primeiro garantir que os furos dos injectores estejam livres e desimpedidos para se obter uma melhor fluidização. Os resultados são os indicados na Tabela 13.

6.7 - Área do leito

Apesar do valor da área do leito ter sido determinada com rigor significativo para aplicação concreta da combustão em leito fluidizado no ponto 5.2.1, Basu (2006) propõe várias fórmulas genéricas, e a que melhor se adequa será:

$$A_t = \frac{m_{ar_comb}}{\rho_g U} \quad (6.24)$$

Os resultados principais obtidos relativo a este capítulo foram os seguintes:

designação	unidades	valor
<i>Área total do leito</i>	m^2	1,54
<i>Nº total de orifícios</i>		5445
<i>Nº de injectores</i>		165
<i>Diâmetro entrada dos injectores</i>	mm	20
<i>Diâmetro dos orifícios</i>	mm	1,5
<i>Nº orifícios por injector</i>		33
<i>Velocidade média no orifício</i>	m/s	85
<i>Nº de Reynolds Re_d</i>		2811
<i>Fracção furada</i>	%	1,650
<i>Perda de carga</i>	Pa	4900

Tabela 13 - Parâmetros da placa distribuidora

Capítulo 7 - Caracterização da fornalha

É o espaço onde a energia química de um combustível (ou mistura) é convertida em energia térmica por via de um processo termoquímico, neste caso a combustão, é composta basicamente pelo sistema de queima ou queimador, a câmara de combustão e a saída dos produtos da combustão.

A fornalha serve de câmara de combustão e também de permutador de calor, pois assegura a potência calorífica e a temperatura de chama necessárias aos produtos de combustão para permitir a obtenção da potência térmica e/ou eléctrica pretendidas, (Basu, 2006).

Um sistema de queima é função do tipo e qualidade do combustível, este terá de ser compatível com o tipo e geometria da fornalha. A queima pode ser em suspensão (queima de pulverulentos) seja: carvão pulverizado, pó de cortiça, serrim entre outros; ou de combustíveis fósseis como gás natural ou gasóleo, naftas, etc.; ou ainda queima de sólidos, em grelhas, em leito fluidizado de: carvão vegetal e mineral, biomassa, entre outros.

A fornalha deve ter uma geometria adequada tendo em conta os seguintes parâmetros: secção recta, volume, cargas térmicas admissíveis, temperaturas de serviço, as propriedades do combustível, no caso da biomassa a importância de propriedades como; as cinzas, os voláteis e a humidade e o *P.C.I.*, que foram já abordados em capítulo anteriores.

No caso de combustíveis sólidos como é o caso da biomassa, deve dispor também de um sistema de alimentação de combustível com um ou mais pontos, um local para conter um ou mais queimadores de ignição e/ou de apoio, um sistema de remoção de cinza, portas de acesso com visores para inspecção, um sistema de introdução de ar diferenciado: primário, secundário e terciário, composto por condutas, ventiladores e reguladores de caudal. A opção pela secção circular da fornalha /queimador, relativamente à secção rectangular ou quadrangular, apresenta vantagens na melhor distribuição e homogeneidade da combustão em toda a secção de queima, pois evitam-se as zonas mortas que são geralmente os cantos. Do ponto de vista de tensões térmicas internas do revestimento refractário, a geometria cilíndrica da fornalha permite uma melhor acomodação das eventuais fissuras.

7.1 - Dimensionamento

No projecto é preciso definir os seguintes parâmetros, (Basu, 2006):

- Dimensões da fornalha: secção recta e altura;
- Altura e características do leito;
- Características hidrodinâmicas do leito;
- Características particulares do combustível residual sólido a queimar, entre outros o diâmetro da partícula combustível;
- Carga térmica da fornalha;
- Temperatura de funcionamento do leito;
- Perda de carga no leito;
- Depressão na fornalha para evitar fugas dos gases para o exterior;
- Parâmetros de combustão;
- Implantação e definição dos queimadores de ignição;
- Implantação e definição da alimentação de biomassa;
- Portas para inspecção, manutenção e limpeza;
- Distribuição do ar de combustão: primário, secundário e terciário;
- Placa distribuidora e respectivo pleno de admissão de ar.

O projecto/dimensionamento da fornalha é um elemento importante de todo o sistema não só do ponto de vista de eficiência de queima, bem como de emissão de poluentes. Quanto a este último refere-se apenas que existem duas classes de poluentes: os não queimados e os que resultam dos produtos da combustão. Os primeiros resultam de uma combustão incompleta e são devidos a temperatura insuficiente, deficiente mistura e/ou tempo de residência reduzido dos gases na fornalha, os segundos têm a ver com as propriedades da biomassa e são gerados durante a combustão, é o caso das partículas sólidas, de óxidos de azoto e de enxofre bem como de outros poluentes, cujas emissões podem ser minimizadas com uma adequada relação ar-combustível e outras técnicas de controlo de combustão, (Khan et al., 2009).

Dos pontos importantes do projecto da fornalha de combustão foi tido em consideração o seguinte:

- Foi escolhido como combustível sólido o eucalipto, *E.globulus*, e atribuído um

P.C.I. de 18070 kJ/kg (base seca), que corresponde à zona do tronco da árvore, (Bassam, 1998);

-Foi definida a composição deste e efectuado o cálculo do ar de combustão estequiométrico, o excesso de ar, os caudais de ar e dos gases de combustão. O combustível sólido biomassa, abreviado por biomassa, como possui um alto teor de voláteis, aquando da sua combustão, logo após a secagem tem início a fase de desvolatilização. Nesta fase, a biomassa pode perder até 90 % da sua massa inicial, o que obriga a um volume da fornalha superior, principalmente em altura, de forma a permitir um tempo de residência suficiente dos gases de combustão a alta temperatura para se conseguir a combustão completa, (Khan et al., 2009). Por esse motivo a altura da fornalha é superior ao valor de *TDH*, pois acima dessa altura de desagregação, o teor de partículas finas por queimar na corrente gasosa é considerado desprezável;

- Por outro lado, a rápida desvolatilização tende a desenvolver temperaturas de pico elevadas, obrigando a que na zona do leito e logo acima deste exista um revestimento refractário e isolante, o que além de diminuir as perdas térmicas favorece a combustão no leito e acima deste, dos voláteis e de partículas de combustível mais finas ainda não totalmente queimadas, (Basu, 2006);

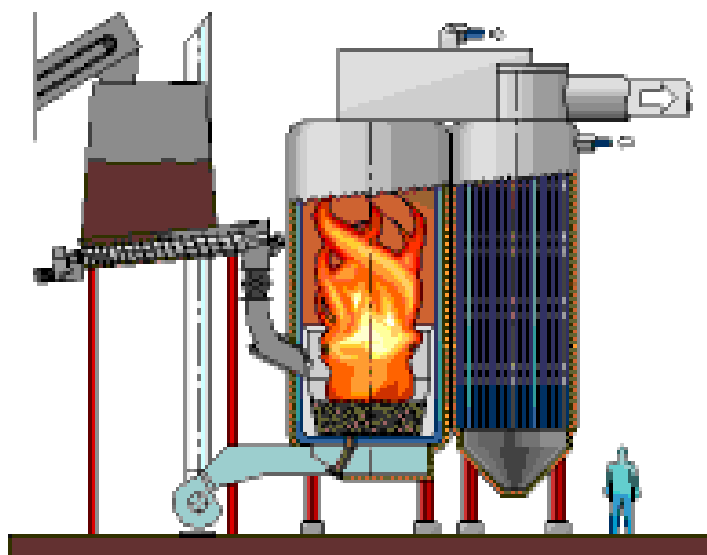


Figura 19 - Conjunto fornalha-caldeira com alimentação de biomassa

- Devido ao alto teor de voláteis a combustão será feita em dois estágios, pelo que parte do ar de combustão, passará no leito existindo uma injeção de ar secundário

logo a seguir ao leito, e por vezes um terciário mais acima na zona livre, para garantir a combustão completa da biomassa. No presente caso, não se considerou o ar terciário;

- A placa distribuidora afecta significativamente a qualidade de fluidização, pelo que se optou pela inclusão de injectores multi-orifícios em vez de furos, para se poder obter uma qualidade de fluidização superior.

A Figura 19 elucida sobre a disposição construtiva da solução proposta, a fornalha de leito fluidizado na parte inferior, a caldeira de termofluido está acoplada na parte superior da fornalha de leito fluidizado, do lado esquerdo, a alimentação de biomassa faz-se para uma tremonha, que através de um extractor/doseador Arquimedes tipo parafuso sem-fim faz a alimentação a uma conduta vertical com dispositivo anti-retorno de chama, que por sua vez alimenta a caldeira. Um ou mais ventiladores enviam o ar necessário para a combustão através de condutas apropriadas.

7.1.1 - Alimentação da biomassa

Trata-se do componente da instalação de conversão de biomassa mais delicado, e é responsável pelo maior número de paragens não programadas, cuja origem pode ter na heterogeneidade da própria biomassa, ou então na fiabilidade dos componentes. Como já referido a alimentação de biomassa é constituída, conforme a Figura 20 por: uma tremonha, um doseador de Arquimedes, uma conduta vertical com dispositivo anti-retorno de chama tipo válvula rotativa equipado com um conjunto de chuveiro e válvula termostática de água. Dado que o conceito de queima previsto é o de cargas sequenciais, o doseador de Arquimedes é o componente que promove a quantidade de biomassa necessária a queimar pela regulação da velocidade de rotação do motor deste, o que é conseguido através de um variador de frequência. A função da válvula rotativa é criar uma zona corta-fogo, de modo a evitar o retorno de chama ou a fuga de gases de combustão para o doseador de Arquimedes, o que poderia ter consequências nefastas, o conjunto de chuveiro e válvula termostática de água é um sistema de segurança secundário que actuará caso a válvula rotativa não cumpra a sua função, pois injectará água na conduta caso seja ultrapassada uma dada temperatura na conduta evitando a eventual propagação de fogo, iniciando-se então o procedimento de paragem emergência.

A saída conduta de alimentação no interior da fornalha, é revestida a refractário

além de ser arrefecida com ar para minorar a desvolatilização prematura da biomassa dado que se trata de uma zona com uma mistura rica em combustível com tendência para uma elevada velocidade de corrosão, (Basu, 2006).

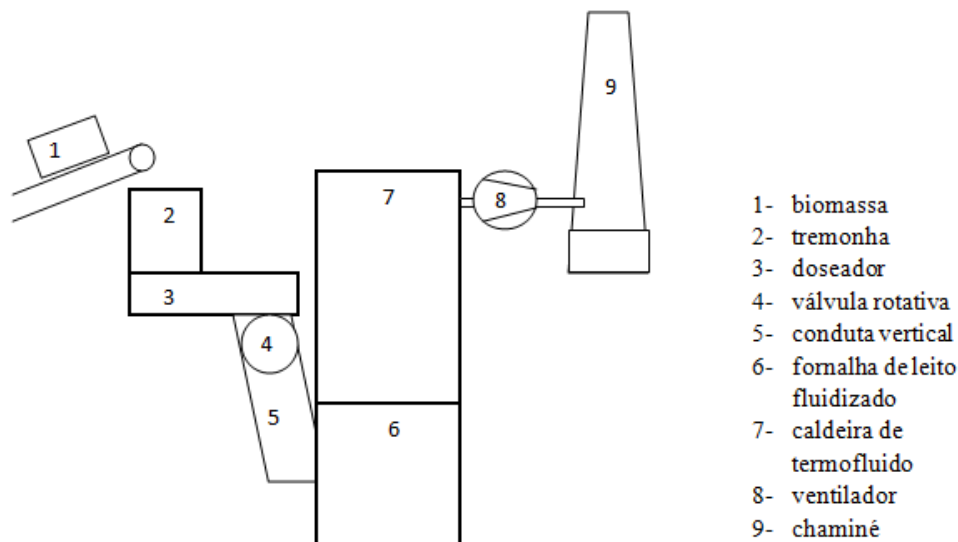


Figura 20 - Esquema do sistema de alimentação de biomassa

7.1.1.1 - Tremonha

A biomassa poderá ser alimentada para a tremonha, por exemplo, por um transportador de banda, terá uma concepção vertical e sempre que possível, as paredes terão uma inclinação negativa para evitar o efeito de caverna no seu interior. Considerando uma massa volúmica de 250-300 kg/m³ e uma autonomia de cerca de 2 horas, de acordo com a equação 7.1 foi obtido um volume de armazenamento da tremonha V_t :

$$V_t = \frac{\dot{m}_{mad} * t_{vt} * 1,5}{\rho_{mad}} \quad (7.1)$$

Volume da tremonha	1,5 m ³
Comprimento	1,4 m
Largura	0,6 m
Altura	2 m

em que ρ_{mad} é a massa volúmica da biomassa em kg/m³, \dot{m}_{mad} é o caudal de biomassa

consumida em kg/s, t_{vt} é autonomia em s, 1,5 é um factor de segurança.

7.1.1.2 - Doseador de Arquimedes

O dimensionamento deste doseador tem em conta: o seu diâmetro, o passo, a velocidade de rotação, o tipo de material a transportar. O diâmetro D_{sf} está relacionado com a granulometria da biomassa a transportar, $12 \times D_{sf}$ a espessura da biomassa e $4 \times D_{sf}$ o seu comprimento, o passo P varia entre $0,5 \times D_{sf}$ a D_{sf} , a velocidade de rotação varia consoante o tipo de material, para material pesado 50 r.p.m. e para material mais leve 150 r.p.m. De acordo com a equação 7.2 obteve-se o caudal de transporte para um diâmetro D_{sf} de 0,3 m expresso em kg/s, (Alexandrov, 1976),

$$\dot{m}_{sf} = \frac{\lambda \pi D_{sf}^2 \rho_{mad} P K_{sf} n}{240} \quad (7.2)$$

$$P_{sf} = (C_{sf} \dot{m}_{sf} L_{sf} + \dot{m}_{sf} H_{sf}) 0,009809 \quad (7.3)$$

em que $\lambda=0,32$ é o coeficiente de enchimento da secção do parafuso Arquimedes, a seguir abreviado por parafuso, ρ_{mad} é a massa volúmica da biomassa de kg/m³, n_{sf} é a velocidade de rotação do moto-reductor considerada de 100 r.p.m., P é o passo e é igual a $0,7 \times D_{sf}$, em m, K_{sf} é o factor de correcção relativo à inclinação do sem fim, considerou-se 5°. Da equação 7.3 obtém-se a potência de accionamento P_{sf} do mesmo em kW, em que L_{sf} é o comprimento em m, e H_{sf} é a altura calculada relativa à inclinação de 5°, C_{sf} é o coeficiente de atrito da biomassa com a superfície envolvente do parafuso que toma o valor de 1,2.

As características do parafuso de Arquimedes são:

Caudal de biomassa transportada máx.	2,13 kg/s
Diâmetro do parafuso	0,3 m
Passo do parafuso	0,21 m
Comprimento do parafuso	2 m
Potência absorvida	0,055 kW
Potência instalada	0,22 kW
Velocidade de rotação de saída do reductor	100 r.p.m.

Velocidade linear de transporte máx.	0,35 m/s
--------------------------------------	----------

A concepção do parafuso de Arquimedes é de acordo com a folha técnica 751-A1, (Huet, 1975).

7.1.1.3 - Válvula rotativa

Terá as seguintes características:

Secção quadrada de entrada	0,25 m
Diâmetro da válvula rotativa	0,35 m
Potência instalada	0,75 kW
Velocidade de rotação de saída do redutor	32 r.p.m.

7.1.2 - Ventilador do ar de combustão e fluidização

O caudal de ar necessário para a combustão da biomassa bem como para a fluidização do leito, é assegurado por dois ventiladores radiais, o primeiro ventilador destina-se à alimentação do ar primário para a combustão no leito, enquanto que o segundo ventilador promove alimentação do ar secundário para a queima dos voláteis, foram considerados os seguintes pressupostos de cálculo:

Pressão atmosférica	101 kPa
Temperatura ambiente	20 °C
Perda de carga do distribuidor	5 kPa
Perda de carga do leito	4 kPa
Pressão estática acima do leito (zona livre)	103 kPa

Considerou-se que o caudal de ar secundário não passará pela placa distribuidora nem pelo leito, sendo injectado directamente acima do leito para favorecer a queima dos voláteis. Recorreu-se às equações 7.4 e 7.5, (Kunni e Levenspiel, 1991), para o cálculo da potência dos ventiladores do ar combustão em que P_{v1} e P_{v2} são respectivamente as potências eléctricas do ar primário e secundário, e $var1$ e $var2$ são respectivamente os caudais de ar primário e secundário, p_{atm} , p_1 e p_2 , são respectivamente as pressões atmosféricas e estática de saída dos ventiladores de ar primário e secundário, η_v é o rendimento do ventilador,

$$P_{v1} = \frac{1,4}{1,4-1} p_{atm} \dot{v}_{ar1} \left[\left(\frac{p_1}{p_{atm}} \right)^{(1,4-1)/1,4} - 1 \right] \frac{1}{\eta_v} \quad (7.4)$$

$$P_{v2} = \frac{1,4}{1,4-1} p_{atm} \dot{v}_{ar2} \left[\left(\frac{p_2}{p_{atm}} \right)^{(1,4-1)/1,4} - 1 \right] \frac{1}{\eta_v} \quad (7.5)$$

$$v_i = v_i' \left(\frac{T_0}{273K} \right) \quad (7.6)$$

Aplicou-se a equação 7.6 para efectuar a correcção do caudal de ar para as condições do ar ambiente de $T_0 = 25^\circ\text{C}$. Os ventiladores de ar primário e secundário têm um sobredimensionamento respectivamente de 1,2 e 1,4, relativamente ao caudal de ar de combustão a fornecer, calculado.

7.1.2.1 - Ventilador de ar primário – características técnicas

Caudal de ar primário \dot{v}_{ar1}	0,26 m ³ /s
Pressão estática de saída para o ar primário	112 kPa
Potência absorvida	3,8 kW
Potência instalada	5,5 kW
Rendimento mecânico do ventilador	60 %

7.1.2.2 - Ventilador de ar secundário – características técnicas

Caudal de ar secundário \dot{v}_{ar2}	0,17 m ³ /s
Pressão estática de saída para o ar secundário	103 kPa
Potência absorvida	0,55 kW
Potência instalada	0,75 kW
Rendimento mecânico do ventilador	60 %

Para avaliar o peso energético relativo da componente ventilação R_v , recorreu-se à equação 7.7, que é a razão entre a potência eléctrica absorvida pelos ventiladores P_v e

a potência térmica (útil) no termofluido \dot{Q}_{tf} , ambos referidos em kW e R_v adimensional, e o resultado obtido é de apenas 0,9 %.

$$R_v = \frac{P_v}{\dot{Q}_{tf}} \quad (7.7)$$

7.1.3 - A jusante da fornalha

Dado que a temperatura de saída dos gases da caldeira é da ordem dos 320 °C, o que é consequência da temperatura média do termofluido da ordem dos 300 °C, prevê-se a utilização desse calor, para pré secagem da biomassa no caso, resíduo sólido de eucalipto.

Capítulo 8 - Balanço térmico ao sistema

O cálculo térmico de uma instalação de conversão de biomassa em energia, começa com o cálculo estequiométrico da combustão, para se obter a relação ar-combustível estequiométrica, abreviada por $(AC)_{est}$, a relação $(AC)_{real}$ do ar a fornecer, inclui também o balanço térmico que permite determinar as perdas térmicas, o balanço de energia a um ou mais equipamentos ou componentes do sistema, e por fim o dimensionamento térmico da fornalha e das superfícies de transferência de calor da caldeira, (Basu, 2006). No presente caso optou-se pela divisão do cálculo em três partes, a primeira relativo ao sistema global, isto é à caldeira-fornalha, a segunda relativa à fornalha, e a terceira respeitante à caldeira de termofluido.

O cálculo térmico da fornalha considera as seguintes etapas:

- Balanço de energia ao leito fluidizado;
- Balanço de energia à zona livre situada imediatamente acima do leito;

O cálculo térmico da caldeira de termofluido considera as seguintes etapas:

- Balanço térmico aos gases de combustão quando atravessam a caldeira de termofluido;
- Dimensionamento ou verificação da superfície de transferência de calor da caldeira.

8.1 - Balanço térmico ao sistema fornalha-caldeira

Os pressupostos do cálculo são:

Potência da caldeira de termofluido - \dot{Q}_{tf}	500	kW
Temperatura de saída de gases da caldeira - T_{gs}	320	°C
Poder calorífico inferior da madeira - $P.C.I.$	18070	kJ/kg
Temperatura ambiente - T_0	25	°C
Perdas restantes - \dot{Q}_p	3	%

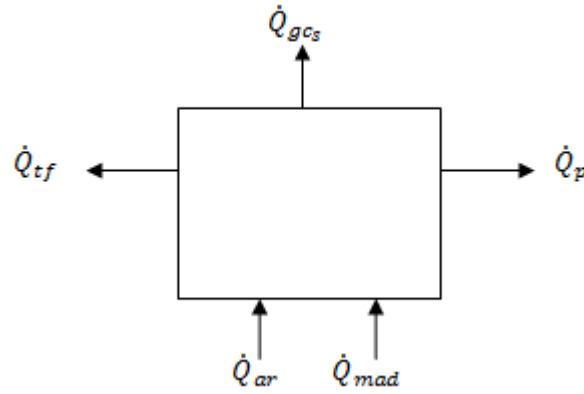


Figura 21 - Balanço de energia ao sistema

$$\dot{Q}_{mad} + \dot{Q}_{ar} = \dot{Q}_{tf} + \dot{Q}_{gc_s} + \dot{Q}_p \quad (8.1)$$

Efectuando-se um balanço energético geral ao sistema fornalha-caldeira, a seguir abreviado por sistema, por intermédio de um volume de controlo e considerando que este se encontra em regime permanente chegou-se à equação 8.1. O lado esquerdo da equação corresponde à energia térmica que entra no sistema: \dot{Q}_{mad} relativo à potência térmica fornecida pelo combustível madeira, \dot{Q}_{ar} relativo à energia fornecida pelo ar à entrada do sistema. O lado direito corresponde à energia que sai do sistema, tem-se: \dot{Q}_{tf} que é a potência térmica transferida para o termofluido, \dot{Q}_{gc_s} é a potência térmica remanescente (calor sensível) dos gases de combustão, e por último \dot{Q}_p relativo às restantes perdas do sistema. É nulo o segundo termo do lado esquerdo, uma vez que tanto o ar de combustão e fluidização, como o combustível madeira se encontram à temperatura ambiente T_0 , pois $T_I = T_0$, onde T_I é a temperatura de entrada dos reagentes. Ponderou-se a possibilidade do pré aquecimento do ar de combustão através da recuperação de calor dos gases à saída da caldeira, mas optou-se por dar prioridade à secagem da madeira. Contudo o programa que foi efectuado possibilita a simulação de valores de temperatura e humidade tanto para o ar como para o combustível.

Perante o exposto a equação 8.1 foi reescrita com a seguinte formulação:

$$\dot{m}_{mad} P.C.I._{mad} = \dot{Q}_{tf} + \dot{m}_{gc} C_{p_{gc}} (T_{gs} - T_0) + 0,03 \dot{m}_{mad} P.C.I._{mad} \quad (8.2)$$

Em suma do lado esquerdo tem-se a potência térmica fornecida pela combustão

da madeira e do lado direito tem-se: \dot{Q}_{tf} a potência térmica recebida pelo termofluido, \dot{Q}_{gc} a potência térmica remanescente dos gases de combustão decomposta pelo produto do caudal mássico dos gases de combustão \dot{m}_{gc} , pelo calor específico dos mesmos a pressão constante c_{pgc} , pela diferença de temperaturas entre a temperatura de saída dos gases de combustão $T_{gs} = 320$ °C e a temperatura ambiente T_0 , e ainda \dot{Q}_p as restantes perdas do sistema, decomposta pelo produto do caudal de combustível madeira \dot{m}_{mad} pelo poder calorífico inferior $P.C.I._{mad}$ e multiplicado por 3 %. Este valor de 3 % da energia térmica que entra no sistema, poderá parecer “à priori”, um valor elevado mas é um valor razoável pois existem perdas de natureza diversa que é difícil apurar com rigor como é o caso das perdas: por convecção e radiação, as devidas às cinzas, ao carbono não queimado, entre outras.

De acordo com a referida equação existem duas incógnitas: o caudal de combustível madeira \dot{m}_{mad} e o caudal de gases de combustão \dot{m}_{gc} , mas este último pode ser relacionado com o primeiro através do cálculo estequiométrico feito anteriormente com o recurso à equação 8.3, daqui resulta o valor do caudal de combustível madeira que multiplicado pelo respectivo $P.C.I._{mad}$ permite calcular a potência térmica da madeira, \dot{Q}_{mad} isto é, a potência térmica que entra no sistema.

$$\dot{m}_{gc} = \left(1 + \left(\frac{m_{ar}}{m_{mad}} \right)_{real} \right) \dot{m}_{mad} \quad (8.3)$$

Na equação 8.3 a fracção $\left(\frac{m_{ar}}{m_{mad}} \right)_{real}$ representa a relação ar-combustível $(AC)_{real}$ que foi calculada no capítulo 5.

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{tf}}{\dot{Q}_{mad}} \quad (8.4)$$

A equação 8.4, permite o cálculo do rendimento da caldeira, que é a razão entre a potência térmica útil de termofluido, e a potência térmica do combustível madeira, isto é, a razão entre a potência térmica que sai e a que entra no sistema.

8.2 - Fornalha

O cálculo do balanço térmico à fornalha foi subdividido em duas partes como sejam: o leito fluidizado e a zona livre, uma vez que no caso da biomassa é aconselhável a queima em dois estágios, na primeira ocorre a queima da fracção de carbono e na segunda ocorre a queima dos voláteis, onde também é injectado o ar secundário para favorecer a combustão destes.

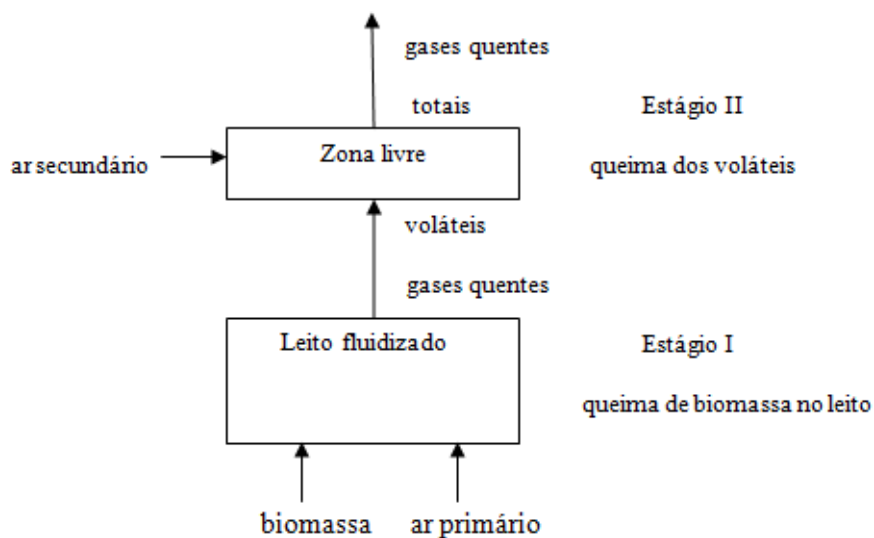


Figura 22 - Sequência de queima na fornalha

8.2.1 - Balanço de energia ao leito fluidizado

Os pressupostos do cálculo são:

Temperatura do Leito - T_L	900 °C
Temperatura de parede do feixe tubular - T_p	455 °C*
Temperatura ambiente - T_0	25 °C
Poder calorífico inferior do carbono - $P.C.I.C$	32794 kJ/kg
Fracção mássica de carbono no combustível - Y_C	44,64 %
Fracção mássica de voláteis no combustível - Y_{vol}	55,36 %

*valor inicial estimado para efectuar as iterações seguintes

Considera-se que o leito está em regime permanente referido a uma carga de caldeira de 100%, as perdas de calor para o exterior nesta região são desprezáveis, todos

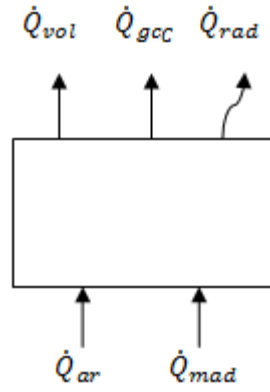


Figura 23 - Balanço de energia ao leito fluidizado

os parâmetros de projecto são respeitados, salientam-se alguns por exemplo: o *P.C.I.*, a humidade do combustível, o diâmetro da partícula combustível e do leito, o caudal de ar de combustão, o caudal de gases, os injectores de ar no leito estão em boas condições de funcionamento, todos componentes estão de acordo com as condições do projecto.

$$\dot{Q}_{mad} + \dot{Q}_{ar} = \dot{Q}_{vol} + \dot{Q}_{gc} + \dot{Q}_{rad} \quad (8.5)$$

A equação 8.5 faz um balanço de energia ao leito fluidizado, para que este tenha uma variação mínima de temperatura e seja o mais estável possível, é necessário que a potência térmica fornecida pelo combustível madeira \dot{Q}_{mad} compense pelo menos as saídas de energia na corrente gasosa. No lado esquerdo da equação está considerada a energia a entrar no leito: \dot{Q}_{mad} relativo à potência térmica fornecida pelo combustível madeira, \dot{Q}_{ar} relativo à energia fornecida pelo ar à entrada do sistema, considerou-se também desprezável a humidade eventualmente contida no ar ambiente à entrada do leito, e a do combustível, pois segundo os pressupostos de cálculo este encontra-se no estado seco. É nulo o segundo termo do lado esquerdo, uma vez que tanto o ar de combustão e fluidização, como o combustível madeira se encontram à temperatura ambiente T_0 , pois $T_I = T_0$, onde T_I é a temperatura de entrada dos reagentes.

No lado direito da equação que corresponde à energia que sai do sistema, tem-se: \dot{Q}_{vol} a potência térmica contida nos voláteis, \dot{Q}_{gc} a potência térmica (calor sensível) dos gases de combustão relativa à fracção de carbono que queima no leito, à temperatura do leito (calor sensível), e por último \dot{Q}_{rad} relativo à energia trocada entre

o leito fluidizado e a superfície de transferência de calor, pelo mecanismo de radiação térmica.

$$\dot{m}_{mad} = \dot{m}_{mad} Y_C + \dot{m}_{mad} Y_{vol} + \dot{m}_{cinza} \quad (8.6)$$

Por outro lado, de acordo com a equação 8.6 e segundo o princípio de conservação de massa, o caudal mássico do combustível madeira corresponde ao somatório de: o caudal mássico da fracção de carbono do combustível madeira, o caudal mássico da fracção dos voláteis do combustível madeira e o caudal massico das cinzas. Apenas foram considerados dois termos como principais, o primeiro relativo à fracção de carbono tendo por base a análise elementar do combustível, (Nuñez-Regueria et al, 2000) e o segundo, os voláteis, que foi considerado como fracção restante. A fracção de cinzas foi considerada desprezável. Deste modo a equação 8.5 foi reescrita com a seguinte formulação:

$$\dot{m}_{mad} P.C.I._{mad} = \dot{m}_{vol} P.C.I._{vol} + \dot{m}_{vol} C_{p_{vol}} (T_L - T_0) + \dot{m}_{gcC} C_{p_{gcC}} (T_L - T_0) + \sigma F_R \varepsilon_L A_i (T_L^4 - T_p^4) \quad (8.7)$$

No lado esquerdo da equação 8.7: \dot{Q}_{mad} foi substituída pelo produto do caudal de combustível \dot{m}_{mad} pelo respectivo $P.C.I._{mad}$, no lado direito da equação, \dot{Q}_{vol} foi decomposta em duas parcelas: uma relativa à energia contida nos voláteis à temperatura do leito (calor sensível dos voláteis) e uma segunda relativa à energia química de que resulta o produto do caudal mássico \dot{m}_{vol} pelo $P.C.I._{vol}$ (calor a ser libertado posteriormente pela combustão dos voláteis), \dot{Q}_{gcC} foi decomposta pelo produto do caudal mássico dos gases de combustão relativo(s) à fracção de carbono \dot{m}_{gcC} , pelo calor específico dos mesmos a pressão constante $c_{p_{gcC}}$, pela diferença de temperaturas entre a temperatura do leito T_L e a temperatura ambiente T_0 . Por último \dot{Q}_{rad} foi substituído pelo produto da constante de Stephan Boltzmann σ , pelo valor da emissividade do leito ε_L pela área deste A_i , F_R é um factor de correcção de radiação, pela diferença das quartas potências das temperaturas do leito T_L e de parede T_p .

*A temperatura média de parede do feixe tubular T_p foi estimada como a média entre as temperaturas médias dos gases de combustão e do termofluido, como primeira aproximação à solução final.

Da equação 8.7 resulta uma incógnita o \dot{m}_{vol} , o que permite resolver a equação e obter o valor pretendido, uma vez que o caudal de gases de combustão \dot{m}_{gcC} referente à queima da fracção mássica de carbono do combustível pode ser relacionado com o caudal de combustível madeira \dot{m}_{mad} , através do cálculo estequiométrico feito anteriormente, recorrendo à equação 8.3, como primeira estimativa.

$$\dot{m}_{mad} P.C.I._{mad} = \dot{m}_{mad} Y_C P.C.I._C + \dot{m}_{mad} Y_{vol} P.C.I._{vol} \quad (8.8)$$

Resolve-se a equação 8.8 em ordem ao $P.C.I._{vol}$, uma vez que os valores das restantes variáveis são conhecidos, tendo como pressupostos: o valor do calor específico a pressão constante para os voláteis é um valor médio que foi calculado para uma composição de (50 %) O_2 e (50 %) CH_4 a uma temperatura média de 600 °C, o valor do calor específico para a fracção de carbono a pressão constante é um valor médio que foi calculado para uma composição média de (50 %) CO_2 e (50 %) N_2 para uma temperatura média de 600 °C,

8.2.2 - Balanço de energia à zona livre

Os pressupostos do cálculo são:

Temperatura do leito - T_L	900 °C
Temperatura ambiente - T_0	25 °C
Fracção mássica de carbono - Y_C	44,64 %
Fracção mássica de voláteis - Y_{vol}	55,36 %

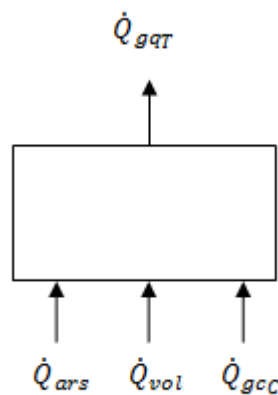


Figura 24 - Balanço de energia à zona livre

$$\dot{Q}_{ars} + \dot{Q}_{vol} + \dot{Q}_{gc} = \dot{Q}_{gqr} \quad (8.9)$$

A equação 8.9 faz um balanço de energia à zona livre, esta zona corresponde à zona imediatamente acima do leito e na qual ocorre a combustão dos voláteis libertados, esta zona é importante pois possibilitará o dimensionamento da caldeira de termofluido, do lado dos gases de combustão, o que será desenvolvido a seguir.

No lado esquerdo da referida equação está considerada a energia a entrar na zona livre: \dot{Q}_{ars} relativa à energia fornecida pelo ar secundário à entrada da zona livre, \dot{Q}_{vol} a potência térmica contida nos voláteis, \dot{Q}_{gc} é a potência térmica (calor sensível) dos gases de combustão, à temperatura do leito (calor sensível) relativa à fracção de carbono, o lado direito da equação corresponde à energia que sai da zona livre: \dot{Q}_{gqr} que é a potência térmica (calor sensível) dos gases de quentes totais.

$$\dot{m}_{vol} + \dot{m}_{gc} + \dot{m}_{ars} = \dot{m}_{gqr} \quad (8.10)$$

Por outro lado, de acordo com a equação 8.10 e segundo o princípio de conservação de massa, o caudal mássico dos gases de combustão quentes totais \dot{m}_{gqr} é igual ao somatório de: o caudal mássico de gases de voláteis \dot{m}_{vol} , o caudal de gases de combustão mássico \dot{m}_{gc} referente à queima da fracção mássica de carbono do combustível no leito, e por fim \dot{m}_{ars} refere-se ao caudal mássico de ar secundário.

Deste modo a equação 8.9 foi reescrita, considerando que a fase gasosa é transparente e não participante na radiação térmica, com a seguinte formulação:

$$\dot{m}_{vol} P.C.I._{vol} + \dot{m}_{vol} \tilde{C}_{p_{vol}} (T_L - T_0) + \dot{m}_{gc} \tilde{C}_{p_{gc}} (T_L - T_0) + \dot{m}_{ars} \tilde{C}_{p_{ar}} (T_1 - T_0) = \dot{m}_{gqr} \tilde{C}_{p_{gqr}} (T_{gqr} - T_0) \quad (8.11)$$

Do lado esquerdo da equação \dot{Q}_{vol} foi decomposta em duas parcelas: a primeira relativa à energia contida nos voláteis à temperatura do leito (calor sensível dos voláteis) e uma segunda relativa à energia química de que resulta o produto do caudal mássico dos voláteis \dot{m}_{vol} pelo $P.C.I._{vol}$ (calor libertado pela combustão), \dot{Q}_{gc}

decomposta pelo produto do caudal mássico dos gases de combustão referente à fracção mássica de carbono \dot{m}_{gcC} , pelo calor específico dos mesmos a pressão constante c_{pgcC} , pela diferença de temperaturas entre a temperatura do leito T_L e a temperatura ambiente T_0 , por último \dot{Q}_{ars} foi substituído pelo produto do caudal mássico do ar secundário \dot{m}_{ars} pelo calor específico médio a pressão constante c_{par} , pela diferença de temperaturas entre a temperatura do ar secundário e T_I a temperatura ambiente T_0 , contudo este termo é nulo, pois $T_I = T_0$, onde T_I é a temperatura de entrada dos reagentes, por outro lado também se considerou desprezável a humidade eventualmente contida no ar ambiente.

Para resolver as equações 8.10 e 8.11, precisamos de pelo menos mais uma equação, pois existem três incógnitas o \dot{m}_{ars} , T_{gqT} , \dot{m}_{gqT} , respectivamente o caudal de ar secundário, a temperatura de gases de quentes totais e o caudal de gases de quentes totais, para este último o cálculo é imediato recorrendo à equação 8.3 em função do caudal do combustível madeira calculado no ponto 8.1 como primeira estimativa.

8.3 - Caldeira de termofluido

8.3.1 - Balanço térmico à caldeira de termofluido

Os pressupostos gerais do cálculo são:

Potência da caldeira de termofluido - Q_{tfl}	500 kW
Temperatura dos gases quentes totais - T_{gqr}	1200 °C*
Temperatura do termofluido à saída da caldeira - T_{tfs}	325 °C
Temperatura do termofluido à entrada da caldeira - T_{tfe}	275 °C
Temperatura média do termofluido - T_{mtf}	300 °C
Temperatura de saída de gases da caldeira - T_{gs}	320 °C

*valor inicial estimado para efectuar as iterações seguintes

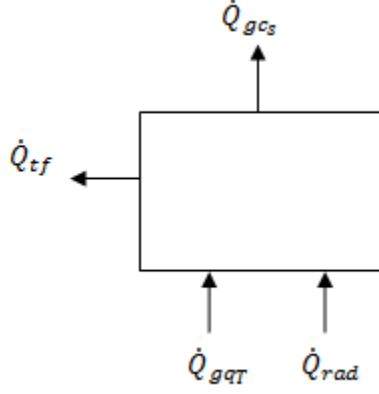


Figura 25 - Balanço de energia à caldeira

$$\dot{Q}_{gqT} + \dot{Q}_{rad} = \dot{Q}_{tf} + \dot{Q}_{gcs} \quad (8.11)$$

A equação 8.11 efectua um balanço de energia à caldeira de termofluido por intermédio de um volume de controlo adequado e considerando que este se encontra em regime permanente. No lado esquerdo da equação está considerada a energia que entra: \dot{Q}_{gqT} relativo à potência térmica (calor sensível) dos gases de quentes totais, \dot{Q}_{rad} relativo à potência térmica segundo o mecanismo da radiação térmica proveniente do leito fluidizado, no lado direito da equação tem-se a energia que sai da caldeira: \dot{Q}_{tf} relativo à potência térmica recebida pelo termofluido e por fim \dot{Q}_{gcs} , relativo à potência térmica dos gases de combustão (calor sensível) referida à temperatura de saída de gases $T_{gs} = 320 \text{ }^{\circ}\text{C}$. A equação 8.11 foi reescrita com a seguinte formulação:

$$\dot{Q}_{tf} = \dot{m}_{gqT} \cdot c_{p_{gqT}} (T_{gqT} - T_{gs}) + \sigma F_R \varepsilon_L A_t (T_L^4 - T_P^4) \quad (8.12)$$

No lado esquerdo da equação 8.12, tem-se a energia que sai da caldeira: \dot{Q}_{tf} relativo à potência térmica transferida para o termofluido, no lado direito da equação tem-se a energia que entra: a diferença da energia entre \dot{Q}_{gqT} e \dot{Q}_{gcs} e que corresponde ao produto do caudal mássico dos gases quentes totais, pelo calor específico médio dos mesmos a pressão constante, pela diferença entre a temperatura dos gases quentes totais T_{gqT} e a temperatura de saída dos gases T_{gs} , e por fim \dot{Q}_{rad} relativo à potência térmica segundo o mecanismo da radiação térmica proveniente do leito fluidizado decomposta

pelo produto da constante de Stephan-Boltzmann σ , pelo valor da emissividade do leito ε_L , pela área deste A_r , F_R é um factor de correcção de radiação, pela diferença entre a temperatura do leito T_L à quarta potência e a temperatura média de parede T_p , também à quarta potência.

Recorrendo à equação 8.13, determina-se o caudal de termofluido \dot{m}_{tf} , que é imediato pois os valores das restantes variáveis são conhecidos.

$$\dot{Q}_{tf} = \dot{m}_{tf} \cdot c_{p_tf} (T_{tfs} - T_{tfe}) \quad (8.13)$$

8.4 - Verificação da superfície de transferência de calor

O cálculo térmico do corpo de transferência de calor da caldeira de termofluido, teve em conta três requisitos essenciais: a transferência de calor, a geometria/resistência mecânica e a perda de carga, com o objectivo sempre que possível, de maximizar a primeira, minimizando a terceira, já que a segunda constitui uma restrição relativa aos atravancamentos, materiais bem como à disposição construtiva da caldeira e ao escoamento relativo entre os fluidos. A sequência de cálculo seguiu um critério iterativo de acordo com a Figura 26, pois a solução final tem de satisfazer cumulativamente os três requisitos, até se obter a solução final.

As correlações utilizadas para o cálculo térmico tiveram por base Smith (1997), excepto na secção de radiação onde foram utilizadas as correlações de Basu (2006), Basu e Nag (1996) e Leckner (2006).

Para se efectuar a verificação da superfície de transferência de calor da caldeira de termofluido, começa-se por definir a disposição construtiva do corpo de transferência de calor da caldeira, que é do tipo vertical de tripla passagem de gases composto por dois feixes tubulares helicoidais concêntricos, cada feixe tubular contém o número de espiras necessárias à potência térmica requerida do projecto. O fluido a aquecer circula dentro dos tubos o termofluido, e os gases quentes provenientes da combustão da biomassa circulam pelo exterior dos feixes tubulares, o primeiro entra pela parte inferior do feixe tubular I, conforme é ilustrado na Figura 27, vai aquecendo progressivamente até chegar a parte superior deste feixe, em seguida o termofluido é encaminhado para a

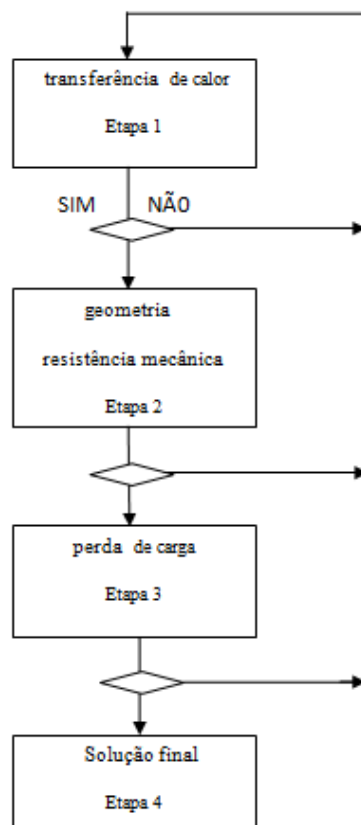


Figura 26 - Sequência de cálculo da caldeira

parte superior do feixe tubular II continua a aquecer e sai na parte inferior do mesmo. Os gases quentes fazem um percurso pelo exterior dos feixes tubulares, com um escoamento ascendente na secção de radiação 1, descendente e novamente ascendente, na secção de convecção 2.

A transferência de calor, nestas caldeiras ocorre segundo três mecanismos distintos, condução, convecção e radiação, sendo as duas últimas as mais relevantes. No corpo de transferência de calor foram consideradas duas secções principais: a secção de radiação 1 que corresponde ao volume de um cilindro delimitado pelo interior do feixe tubular II, e a secção de convecção 2, que foi subdividida em dois sectores: o sector 2.1 correspondente ao volume de um cilindro oco com secção anelar delimitado pelo interior do invólucro da caldeira e pelo exterior feixe tubular I, o sector 2.2 correspondente ao volume de um cilindro oco com secção anelar delimitado pelo exterior do feixe tubular II e pelo interior do feixe tubular I.

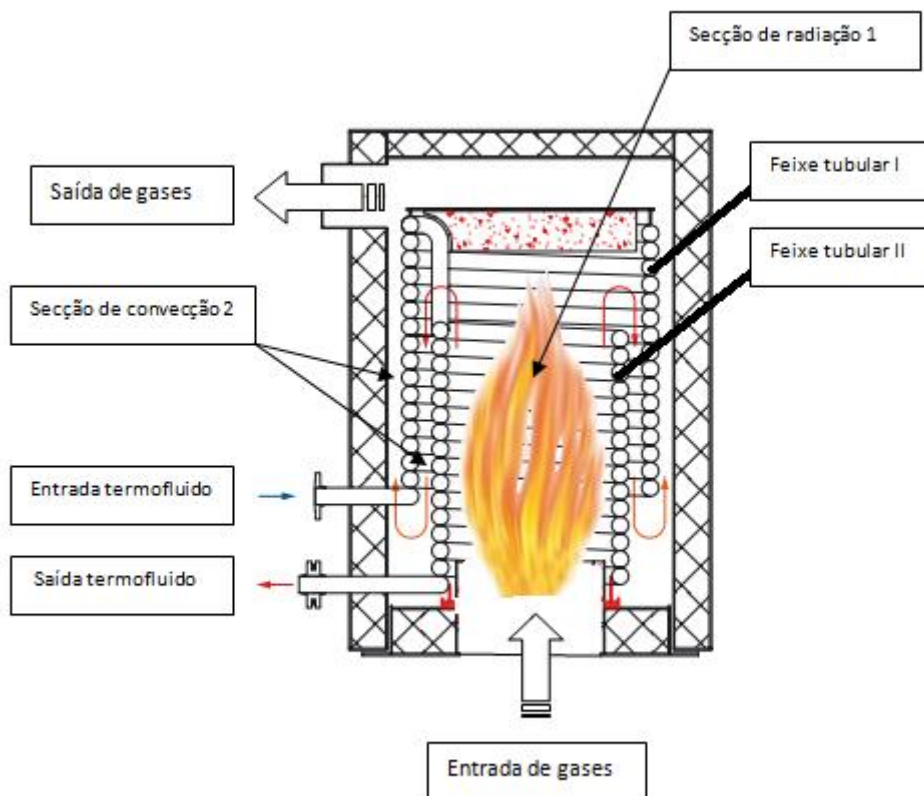


Figura 27 - Esquema de princípio da caldeira

O cálculo de transferência de calor vai ter início pelo mecanismo da radiação o que ocorre na secção de radiação 1, seguido do cálculo de convecção nas secções de convecção 2.1 e 2.2 e por último o cálculo da convecção na secção de radiação 1.

8.4.1 - Secção de radiação 1

Sobre o mecanismo da radiação é necessário explicitar alguns conceitos: a radiação resulta da transitoriedade dos electrões que constituem a matéria e é função da energia interna e está relacionada com a temperatura do corpo. É sabido que no caso das caldeiras este mecanismo é relevante a partir dos 600 °C, (Basu, 2006). A radiação que chega a uma superfície designa-se de radiação incidente ou irradiação, por outro lado a radiação que deixa a uma superfície designa-se de radiosidade.

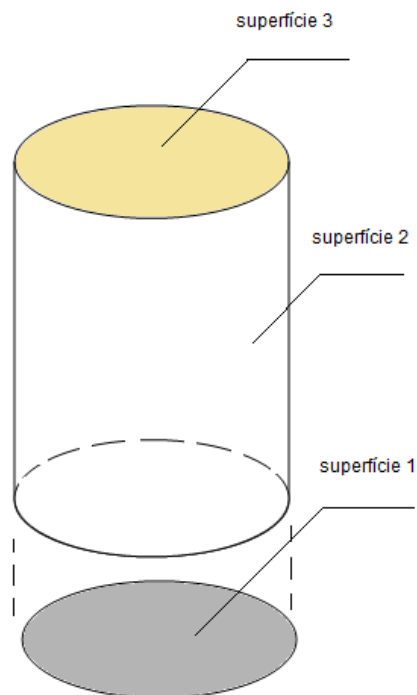


Figura 28 - Identificação das superfícies do modelo

A radiação incidente ou irradiação numa dada superfície pode ser absorvida, reflectida ou transmitida, mas também poderão ser combinadas, no primeiro caso um corpo negro absorve internamente toda a radiação $\alpha_r = 1$, no segundo caso um corpo reflector reflecte na totalidade a radiação incidente $\rho_r = 1$, no último caso um corpo opaco não permite a passagem da radiação ($\tau_r = 0$ e $\alpha_r + \rho_r = 1$).

O modelo preconizado para avaliar a radiação térmica tem basicamente três superfícies que estão identificadas na Figura 28, a saber: a superfície 1 corresponde à secção recta do leito fluidizado, a superfície 2 é uma superfície cilíndrica virtual que corresponde à área interior projectada do feixe tubular II, e por fim a superfície 3 que é a parede horizontal existente no topo superior da secção de radiação é re-radiante, o fluxo de radiação que interessa quantificar é o que decorre da radiação emitida pela superfície 1, à temperatura T_1 e que é recebida pela superfície 2, à temperatura T_2 considerando que se trata de um meio fechado, verifica-se o princípio de conservação de energia, uma vez que a superfície 3 emite e reflecte a radiação recebida, bem como não transmite energia para o exterior. Na Figura 28 a superfície 1 está projectada no plano

horizontal para permitir a sua visualização, embora esta se encontre na base da superfície 2.

Há dois conceitos que é necessário apresentar: o factor de forma e a relação de reciprocidade, o primeiro é a fracção de radiação que deixa uma dada superfície i e que é intersectada por outra superfície j , depende apenas da geometria e da posição relativa das superfícies, a segunda determina a relação proporcionalidade entre duas superfícies i e j , de acordo com a equação 8.14,

$$A_i F_{ij} = A_i F_{ji} \quad (8.14)$$

O cálculo da energia de radiação libertada pelo leito fluidizado teve os seguintes pressupostos: a caldeira encontra-se em regime permanente, as superfícies 1, 2 e 3 são isotérmicas e formam um volume fechado, a parede existente no topo superior da secção de radiação é re-radiante, ou seja, é uma superfície muito bem isolada pelo interior e é adiabática do lado exterior, as perdas do leito por radiação para o exterior são desprezáveis e o factor de sujamento na superfície 2 não foi considerado pois na queima em leito fluidizado, não é significativo dada a dinâmica das partículas mais finas na zona livre e o movimento de vaivém destas.

Considerou-se que a radiação térmica proveniente do leito fluidizado é recebida na totalidade pela superfície 2, e em consequência os gases de combustão são transparentes e não participantes, para simplificar o modelo, apesar de não corresponder à realidade pois estes participam no balanço da radiação dado que estes contêm moléculas assimétricas onde existe interacção entre as moléculas e as ondas electromagnéticas e quando atravessam uma dada secção da caldeira condicionam as

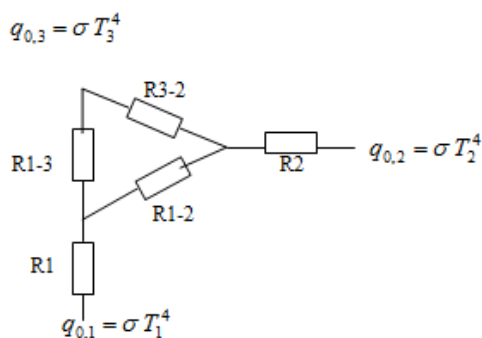


Figura 29 - Análise reológica

trocas de radiação e ao mesmo tempo irradiam também energia para as superfícies envolventes, (Castro, 2006).

Recorrendo à análise reológica obteve-se a relação entre as superfícies intervenientes de acordo com a Figura 29.

O cálculo da energia térmica radiante \dot{Q}_{rad} foi calculada a partir equação 8.15, (Castro, 2006),

$$\dot{Q}_{rad} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{R_T} \quad (8.15)$$

em que T_1 e T_2 são respectivamente, as temperaturas das superfícies 1 e 2, R_T é a resistência térmica total calculada de acordo com a equação 8.19, em que R_1 é a resistência de radiação térmica da superfície 1 (leito), R_2 é a resistência de radiação térmica da superfície cilíndrica virtual 2 (interior projectado do feixe tubular II da caldeira), R_{eq} é a resistência espacial de radiação térmica que relaciona as superfícies 1, 2 e 3 de acordo com a equação 8.20.

Em alternativa à equação 8.15 Basu (2006) propõe a equação 8.16,

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma F_R \varepsilon_L A_i (T_L^4 - T_p^4) \quad (8.16)$$

foram confrontados os resultados das equações 8.15 e 8.16 e estes são muito aproximados. O significado das variáveis da equação 8.16 são as indicadas na equação 8.12, o factor F_R neste caso é igual 1, e envolve considerações de ordem geométricas.

As resistências térmicas consideradas respeitam as seguintes relações:

$$R_i = \frac{1 - \varepsilon_i}{A_i \varepsilon_i} \quad (8.17)$$

$$R_{i-j} = \frac{1}{A_i F_{i-j}} \quad (8.18)$$

$$R_T = R_1 + R_{eq} + R_2 \quad (8.19)$$

$$R_{eq} = \left[\frac{1}{R_{1-2}} + \frac{1}{R_{1-3} + R_{3-2}} \right]^{-1} \quad (8.20)$$

em que ε_1 e ε_2 são as emissividades, respectivamente das superfícies 1 e 2, os valores respectivos foram calculadas de acordo com a relação $\varepsilon_L = 0,5(1 + \varepsilon_p)$, e retirados de

Basu e Nag (1996), Basu (2006) e Leckner (2006), A_1 e A_2 correspondem respectivamente às áreas das superfícies 1 e 2, isto é, respectivamente do leito e da superfície interior (projectada) do feixe tubular II da caldeira. A Tabela 14 relaciona os factores de forma entre as três superfícies consideradas, as fórmulas que conduziram a estes resultados foram retiradas de Castro (2006) e Incropera e DeWitt (1990).

F_{ij}	1	2	3
1	—	0,91	0,09
2	0,15	0,78	0,15
3	0,09	0,91	—

Tabela 14 - Factores de forma

variável	valor	unidades
R_1	0,0721	
R_2	0,0257	
R_{1-2}	0,683	
R_{1-3}	12,98	
R_{3-2}	0,113	
R_{eq}	0,649	
Q_{rad}	138	kW

Tabela 15 - Parâmetros do cálculo da radiação

As Tabelas 14 e 15 apresentam o resultado dos factores de forma obtidos e os valores das resistências térmicas calculados, o valor de Q_{rad} foi corrigido com o valor final de T_p obtido no ponto 8.9.

No ponto 8.4.4, será também quantificado o mecanismo de transferência de calor por convecção forçada nesta secção.

8.4.2 - Secção de convecção 2.1

Nesta secção a convecção forçada será o mecanismo de transferência de calor dominante, haverá algumas considerações prévias a fazer: a convecção engloba o mecanismo básico da condução (transporte molecular) que é intensificado pelo escoamento de um fluido sobre um corpo, por exemplo um tubo, (Castro, 2006). Para se equacionar um problema de convecção, como é o caso das caldeiras tipo tubos de água ou de termofluido, onde o fluido a aquecer circula no interior dos tubos e recebe calor

dos gases de combustão que circulam pelo exterior destes a uma temperatura superior, é necessário conhecer: as propriedades dos fluidos envolvidos, as velocidades respectivas, e se possível pelo menos uma das temperaturas de cada fluido, a área de transferência de calor do corpo poderá ser ou não conhecida, e quanto maior for a diferença de temperaturas entre os fluidos maior será a taxa de transferência de calor, o que se traduz em equipamentos mais compactos, com menores gastos energéticos e menor investimento.

Para se efectuar o cálculo de transferência de calor terão de ser dados os seguintes passos: a definição dos pressupostos, o cálculo de uma série de parâmetros e números adimensionais, e por fim um balanço de energia a ambos os fluidos, que a seguir se detalha. A potência térmica de termofluido prevista para cada secção foi definida, como primeira estimativa, uma fracção da potência total da caldeira de termofluido. O caudal mássico do termofluido \dot{m}_{tf} é constante em todas as secções da caldeira, apenas variam as temperaturas de entrada e saída respectivas, sendo estas encadeadas como se verá a seguir, pois a associação dos feixes tubulares é em série do lado do termofluido. O mesmo se verifica com os gases de combustão, sendo o caudal mássico dos gases de combustão também constante.

Os pressupostos de cálculo relativo a esta secção de caldeira, a que corresponde o exterior feixe tubular I, os dados de entrada são:

Potência térmica do prevista transferir para o termofluido na secção 2.1	
- $Q_{tf CV2.1}$	25 kW*
Temperatura de gases de combustão à saída - T_{gs1}	320 °C
Caudal mássico de gases quentes totais - \dot{m}_{gqT}	0,371 kg/s*
Temperatura do termofluido à entrada da secção - T_{tfe1}	275 °C
Caudal mássico de termofluido - \dot{m}_{tf}	4,0 kg/s

* primeiro valor arbitrado para efectuar as iterações subsequentes; $T_{tfe1} = T_{tfe}$ pois corresponde à temperatura do termofluido à entrada da caldeira e $T_{gs1} = T_{gs}$.

Como resultado pretende-se obter:

- Potência térmica transferida para o termofluido nesta secção - $Q_{tf CV2.1}$;

- Temperatura dos gases de combustão à entrada - T_{gqTI} ;
- Temperatura do termofluido à saída nesta secção - T_{tfs1} ;
- Área de transferência de calor da secção - $A_{suptransf1}$,

A sequência de cálculo é a seguinte:

I - Fluido frio – termofluido:

Pretende-se determinar previamente os seguintes parâmetros relativos ao escoamento do termofluido no interior do tubo:

- Temperatura de saída de termofluido T_{tfs1} , relativa à secção em análise, com recurso à equação 8.21 a partir da potência térmica do termofluido da secção a que respeita, em que o C_{Ptf} é o calor específico do termofluido a pressão constante para a temperatura média de trabalho, T_{tfe1} é a temperatura de entrada do termofluido e \dot{m}_{tf} é o caudal mássico do termofluido total;

- Secção de escoamento do termofluido A_{ti} com recurso à equação 8.22 corresponde à área de um círculo em que d_{ti} é o diâmetro interno do tubo;

- Velocidade média de escoamento do termofluido U_{tf} com recurso à equação 8.23 que é a razão entre o caudal volúmico do termofluido V_{tf} e a secção de escoamento A_{ti} calculada na equação 8.22;

- Número de Reynolds Re_{tf} é um número adimensional fundamental para definir o regime de escoamento no interior do tubo que relaciona as forças inerciais com as forças viscosas, de acordo com a equação 8.25 em que D_h corresponde ao diâmetro hidráulico, que se calcula de acordo com a equação 8.24;

- Número de Nusselt Nu_{tf} é um número adimensional que corresponde ao gradiente térmico adimensional numa dada superfície e permite quantificar a transferência de calor por convecção nessa superfície, com recurso à equação 8.26;

- Número de Prandtl Pr_{tf} é um número adimensional que relaciona a viscosidade cinemática do fluido ν_{tf} com a difusividade térmica D_{tf} de uma dada superfície de acordo com a equação 8.27;

- Número de Dean De é um número adimensional que caracteriza a curvatura do feixe tubular de acordo com a equação 8.28, corresponde à razão entre o diâmetro do feixe helicoidal D_{esp} e o diâmetro exterior do tubo d_{ti} segundo Smith (1997), pois um valor elevado, no limite, indicará que o feixe tubular é recto, o que tem efeito directo na

diminuição da perda de carga através do coeficiente de fricção, e indirecto na diminuição da taxa de transferência de calor;

- Coeficiente de convecção médio no interior do tubo, h_{ti} obtém-se com recurso à equação 8.29;

Para o efeito foram utilizadas as seguintes equações:

$$\dot{Q}_{tf_{cv,i}} = \dot{m}_{tf} \cdot c_{p,tf} (T_{tfsi} - T_{tfei}) \quad (8.21)$$

$$A_{ti} = \frac{\pi d_{ti}^2}{4} \quad (8.22)$$

$$\bar{U}_{tf} = \frac{V_{tf}}{A_{ti}} \quad (8.23)$$

$$D_h = \frac{4A_{ti}}{P_m} \quad (8.24)$$

$$Re_{tf} = \frac{\rho_{tf} D_h U_{tf}}{\mu_{tf}} \quad (8.25)$$

$$Nu_{tf} = \frac{h_{ti} d_{ti}}{k_{tf}} \quad (8.26)$$

$$Pr_{tf} = \frac{C_{p,tf} \mu_{tf}}{k_{tf}} = \frac{\nu_{tf}}{D_{tf}} \quad (8.27)$$

$$De = \frac{D_{esp}}{d_t} \quad (8.28)$$

Para o cálculo o coeficiente de convecção médio interior do tubo, h_{ti} , onde circula o termofluido, recorreu-se à equação 8.29 de Sieder -Tate em Basu (2006),

$$\frac{h_{ti}}{U_{tf} \rho_{tf} c_{p,tf}} Pr_{tf}^{0,66} \left[\frac{\mu_{p,tf}}{\mu_{tf}} \right]^{0,14} = \frac{0,023}{Re_{tf}^{0,2}} \quad (8.29)$$

As propriedades do fluido referem-se ao termofluido da Solutia Therminol 68, à temperatura média de serviço de 275 °C. O valor de h_{ti} , foi afectado de um factor de sujamento $R_{s,i}$, do lado interior do tubo de $10^{-4} (m^2.K)/W$, μ_{tf} corresponde à viscosidade dinâmica do termofluido à temperatura média de trabalho, enquanto que $\mu_{p,tf}$ à viscosidade dinâmica do termofluido à temperatura da parede do feixe tubular, em que

U_{tf} , Pr_{tf} , ρ_{tf} , C_{Ptf} correspondem respectivamente à velocidade média, ao número de Prandtl, à massa volúmica, e ao calor específico a pressão constante, do termofluido.

Dos resultados obtidos, atendendo a que num escoamento interno o regime de transição ocorre para $Re_{tr} = 6200$, segundo Schmidt em Smith (1997) de acordo com a equação 8.30, conclui-se que o escoamento é claramente turbulento pois $Re_{tf} = 211246$, o que favorece a transferência de calor.

$$Re_{tr} = 2300 (1 + 8,6(d_t/D_{esp})^{0,45}) \quad (8.30)$$

II - Fluido quente – gases de combustão:

Pretende-se determinar previamente os seguintes parâmetros relativo ao escoamento no exterior do feixe tubular dos gases de combustão:

- Temperatura dos gases de combustão à entrada T_{gqi} relativa à secção em análise, com recurso à equação 8.31, em que C_{Pgc} é o calor específico a pressão constante, e que T_{gqi} e T_{gsi} são respectivamente a temperatura de entrada e saída dos gases de combustão e Q_{tfi} é a potência térmica transferida para o termofluido, na secção considerada.

- Velocidade média de escoamento dos gases de combustão quentes U_g , com recurso à equação 8.32 é a razão entre o caudal volúmico dos gases de combustão V_{gc} pela área de escoamento A_{gc} calculada na equação 8.36, o caudal volúmico é a razão entre o caudal mássico dos gases de combustão \dot{m}_{gqT} pela massa volúmica dos gases à temperatura média destes;

- Secção de escoamento A_{gc} com recurso à equação 8.36, corresponde à diferença das áreas entre dois círculos em que: D_{espe} é o diâmetro maior e D_{espi} é o diâmetro menor que são respectivamente a envolvente da caldeira e o diâmetro exterior do feixe tubular I;

- Número de Reynolds - Re_{gc} é um número adimensional fundamental para definir o regime de escoamento exterior, em torno de um corpo e relaciona as forças inerciais com as forças viscosas, com recurso à equação 8.33, em que D_h corresponde ao diâmetro hidráulico de acordo com a equação 8.37;

- Número de Nusselt- Nu_{gc} é um número adimensional que corresponde ao gradiente térmico numa superfície e quantifica a transferência de calor por convecção nessa superfície, com recurso à equação 8.34;

- Número de Prandtl Pr_{gc} é um número adimensional que relaciona a viscosidade cinemática do fluído ν_{gc} com a difusividade térmica D_{gc} de uma dada superfície de acordo com a equação 8.35;

- Coeficiente de convecção médio exterior do tubo, h_{to} e obtém-se a partir do cálculo do valor de Nusselt, com recurso à equação 8.34;

$$\dot{Q}_{tf_i} = \dot{m}_{gq_T} \cdot c_{p_{gq_T}} (T_{gq_T} - T_{gs_i}) \quad (8.31)$$

$$\overline{U}_g = \frac{V_{gc}}{A_{gc}} \quad (8.32)$$

$$Re_{gc} = \frac{\rho_{gc} D_h U_{gc}}{\mu_{gc}} \quad (8.33)$$

$$Nu_g = \frac{h_{to} d_t}{k_g} = 0,032 Re_{gc}^{0,6} Pr_{gc}^{0,36} \quad (8.34)$$

$$Pr_{gc} = \frac{C_{p_{gc}} \mu_{gc}}{k_{gc}} = \frac{\nu_{gc}}{D_{gc}} \quad (8.35)$$

$$A_{gc} = \frac{\pi}{4} (D_{espe}^2 - D_{espi}^2) \quad (8.36)$$

$$D_h = \frac{4A_{gc}}{P_m} \quad (8.37)$$

Dos resultados obtidos, conclui-se: que o escoamento é laminar pois $Re_g = 5000$, pois num escoamento externo, o regime turbulento só ocorre, como já referido para $Re > 6200$, (Smith, 1997), a equação 8.34 foi proposta por Abadzic (1974) válida para $1000 < Re < 20000$ para feixes tubulares helicoidais, (Smith, 1997).

De seguida faz-se a verificação da superfície de transferência de calor para satisfazer os parâmetros do projecto, para o efeito iguala-se as equações 8.31 e 8.38,

$$\dot{Q}_{tf_i} = U_{gt_i} \cdot A_{suptransf_i} DTML_i \quad (8.38)$$

em que Q_{tf_i} é a potência térmica de termofluído, U_{gt_i} é o coeficiente global de transferência de calor, $A_{suptransf_i}$ é a superfície de transferência de calor, $DTML_i$ é a diferença de temperatura média logarítmica, referidos à secção da caldeira em análise, a equação 8.39 clássica da transferência de calor permite o seu cálculo,

$$DTML_t = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)} \quad (8.39)$$

uma vez que o escoamento entre os fluidos nesta secção é em co-corrente, $\Delta T1$ corresponde à diferença de temperatura entre as temperaturas de entrada dos gases de combustão quentes e a de entrada do termofluido, $\Delta T2$ corresponde à diferença de temperatura entre as temperaturas de saída dos gases de combustão e a de saída de termofluido relativo à secção da caldeira em análise .

Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor da secção da caldeira em análise, $U_{gt\ i}$, recorre-se à equação 8.40, adaptada de Basu (2006), sendo necessário o cálculo prévio dos coeficientes respectivos: h_{to} o coeficiente de convecção exterior do tubo e h_{ti} o coeficiente de convecção interior do tubo de acordo com as equações 8.29 e 8.34, $R_{s.i}$ corresponde ao factor de sujamento do lado interior do tubo de $10^{-4}(\text{m}^2.\text{K})/\text{W}$.

$$U_{gt\ i} = \frac{1}{\frac{d_t}{d_{ii} h_{ii}} + \frac{d_t \ln\left(\frac{d_t}{d_{ii}}\right)}{2K_m} + \frac{1}{h_{to}} + R_{s,i}} \quad (8.40)$$

Após obtidos os resultados das equações 8.39 a 8.40 substitui-se os valores respectivos na equação 8.38 donde se obtém a superfície de transferência de calor. As propriedades do fluido referem-se ao termofluido da Solutia Therminol 68, à temperatura média de serviço de 275 °C.

8.4.3 - Secção de convecção 2.2

O procedimento de cálculo é o mesmo que se verificou para a secção de convecção 2.1, a secção de convecção 2.2 corresponde à secção anelar entre os feixes tubulares I e II, os pressupostos de cálculo é que são diferentes, pelo que os dados de entrada são:

Potência térmica prevista na secção 2.2 - $Q_{tf CV2.2}$	287 kW*
Temperatura dos gases quentes à saída da secção - T_{gs2}	$= T_{gqT1}$
Caudal mássico dos gases quentes - \dot{m}_{gqT}	0,371 kg/s*
Temperatura do termofluido à entrada da secção - T_{tfe2}	$= T_{tfs1}$
Caudal mássico de termofluido - \dot{m}_{tf}	4,0 kg/s

* primeiro valor arbitrado, para efectuar as iterações subseqüentes.

Como resultado pretende-se obter:

- Potência térmica transferida nesta secção - $Q_{tf CV2.2}$;
- Temperatura do termofluido à saída da caldeira - T_{tfs2} ;
- Temperatura de gases à entrada da secção - T_{gqT2} ;
- Área de transferência de calor da secção - $A_{suptransf 2}$.

As propriedades do fluído referem-se ao termofluido da Solutia Therminol 68, à temperatura média de serviço de 290 °C. O valor de h_{ti} , foi afectado de um factor de sujamento, $Rs.i.$ do lado interior do tubo de 10^{-4} (m².K)/W. No que respeita ao escoamento entre os fluidos nesta secção há uma combinação entre contra-corrente e co-corrente pelo que se considerou a menos favorável co-corrente.

Dos resultados obtidos, conclui-se: que o escoamento é laminar pois $Re_g = 3800$, pelo atrás referido no ponto 8.4.2. Relativo ao valor do Re_{tf} , no termofluido, volta-se a utilizar o cálculo efectuado no ponto 8.4.2, uma vez que as condições de escoamento são sensivelmente as mesmas.

8.4.4 - Convecção na secção de radiação 1

Como também existe o mecanismo de transferência de calor por convecção forçada na secção de radiação 1 que corresponde a secção interior do feixe tubular II, efectuou-se o procedimento referido no ponto 8.4.2, os pressupostos de cálculo são diferentes, pelo que os dados de entrada são:

Potência térmica prevista na secção 1- $Q_{tf CV3}$	50 kW*
Temperatura dos gases à entrada - T_{gqT3}	$\leq T_{gqT}$
Temperatura dos gases à saída - T_{gs3}	$= T_{gqT2}$

Caudal mássico dos gases de combustão - \dot{m}_{gqT}	0,371 kg/s*
Temperatura do termofluido à saída da secção - T_{tfs3}	≥ 325 °C
Temperatura do termofluido à entrada da secção - T_{tfe}	$= T_{tfs2}$
Caudal mássico de termofluido - \dot{m}_{tf}	4,0 kg/s

* primeiro valor arbitrado para efectuar as iterações subsequentes;

Como resultado pretende-se obter:

- Potência térmica transferida nesta secção - Q_{tfCV3} ;
- Temperatura de gases quentes à saída - T_{gsT3} ;
- Temperatura do termofluido à saída da caldeira - T_{tfs3} ;
- Área de transferência de calor nesta secção - $A_{suptransf 3}$.

Nesta secção existem duas restrições aos dados de entrada no lado dos gases impostas por: a temperatura dos gases quentes à entrada T_{gqT3} que tem de ser igual a temperatura dos gases quentes $T_{gqT} = 1220$ °C provenientes da fornalha, e a temperatura dos gases à saída T_{gs3} tem de ser igual à temperatura gases quentes à entrada T_{gqT2} .

É importante referir que nesta secção existe também o mecanismo de convecção forçada e apesar da velocidade de escoamento de gases ser baixa, como esta secção está directamente exposta ao leito fluidizado, além da radiação há ainda uma grande dinâmica das partículas de combustível suspensas na corrente gasosa que efectuem um movimento de vaivém, o que intensifica a transferência de calor. No entanto, vão ser utilizadas as correlações aplicadas nas outras secções, os valores reais serão algo superiores aos calculados, o que acabará por funcionar como um factor de ligeiro sobredimensionamento implícito.

O cálculo da área de escoamento A_g é diferente nesta secção e a equação 8.36 passou a ter uma nova formulação de acordo com a equação 8.41 e corresponde à área de um círculo em que D_{espi} , neste caso, é o diâmetro interior do feixe tubular II;

$$A_g = \frac{\pi D_{espi}^2}{4} \quad (8.41)$$

As propriedades do fluído referem-se ao termofluido da Solutia Therminol 68, à temperatura média de serviço de 320 °C. O valor de h_{ti} , foi afectado de um factor de sujamento, $Rs.i.$ do lado interior do tubo de 10^{-4} (m².K)/W. No que respeita ao

escoamento entre os fluidos nesta secção é em contra-corrente a equação 8.39 aplica-se mas neste caso, ΔT_1 corresponde à diferença de temperatura entre as temperaturas de entrada dos gases de combustão quentes e de saída de termofluido e ΔT_2 corresponde à diferença de temperatura entre as temperaturas de saída dos gases de combustão e de entrada de termofluido relativo à secção da caldeira em análise .

Dos resultados obtidos, conclui-se: que o escoamento está na zona de transição laminar - turbulento pois $Re_g = 6600$, pelo atrás referido no ponto 8.4.2. Relativo ao valor do Reynolds no termofluido, volta-se a utilizar o cálculo efectuado no ponto 8.4.2, uma vez que as condições de escoamento são sensivelmente as mesmas, é neste caso $Re_{tf} = 203422$.

O balanço de energia aos gases de combustão, nesta secção é diferente dos anteriores pois vai ser levado em conta também o mecanismo da radiação térmica proveniente do leito fluidizado, de acordo com a equação 8.42,

$$\dot{Q}_{tf_i} = \dot{m}_{gq_T} \cdot c_{p_{gq_T}} (T_{gq_T} - T_{gc_s}) + \sigma F_R \varepsilon_L A_t (T_L^4 - T_p^4) \quad (8.42)$$

O lado direito da equação 8.42 passa a englobar um segundo termo em que σ é a constante de Stephan-Boltzmann, ε_L a emissividade do leito, A_t a área ou secção recta do leito, F_R é um factor de correcção de radiação, pela diferença de temperaturas à quarta potência entre a temperatura do leito T_L e a temperatura média de parede do feixe tubular T_p , referidos à secção considerada, (Basu, 2006). O factor F_R , neste caso, é aproximadamente igual a 1, (Pinho, 2007).

Foi obtida uma potência térmica superior à requerida pelas condições do projecto, de acordo com a Tabela 18. As Tabelas 16 e 17 evidenciam as temperaturas de entrada e saída do termofluido bem como dos gases de combustão e ainda as potências térmicas relativas a cada secção, foi avaliada também a distribuição mais adequada da carga térmica nas superfícies de transferência de calor nas secções consideradas.

SECÇÃO CONVECÇÃO 2.1		Mecanismo de T.C.: Convecção forçada		
Dados				Observações
Variável		TgqT1	Tgs1	
Gases combustão		entrada	saída	
Temp. dos gases combustão	°C	?	320	Tgs1= Tgs=320°C
Temp. entrada g comb calculado	°C	382,78		
Termofluido				
Variável		Ttfe1	Ttfs1	
Temp termofluido	°C	275	?	Ttfe1= Ttfe
Temp. saída termofl calculado	°C		277,497	

SECÇÃO CONVECÇÃO 2.2		Mecanismo de T.C.: Convecção forçada		
Dados				
Variável		TgqT2	Tgs2	
Gases combustão		entrada	saída	
Temp. dos gases combustão	°C	?	382,78	Tgs2= TgqT1
Temp. entrada g comb calculado	°C	1031,4		
Termofluido				
Variável		Ttfe2	Ttfs2	
Temp termofluido	°C	277,497	?	Ttfe2= Ttfe1
Temp. saída termofl calculado	°C		304,46	

SECÇÃO RADIAÇÃO 1		Mecanismo de T.C.: Convecção forçada		
Dados				
Variável		TgqT3	Tgs3	
Gases combustão		entrada	saída	
Temp. dos gases combustão	°C	?	1031,4	Tgs3= TgqT2
Temp. entrada g comb calculado	°C	1222,8		
Termofluido				
Variável		Ttfe3	Ttfs3	
Temp termofluido	°C	304,462	?	Ttfe3= Ttfs2
Temp. saída termofl calculado	°C		312,35	

Tabela 16 - Temperaturas de cálculo em cada secção – convecção forçada

SECÇÃO RADIAÇÃO 1		Mecanismo de T.C.: Radiação		
Dados				
Variável		TgqT3	Tgs3	
		entrada	saída	
		n.a.	n.a.	
		n.a.	n.a.	
Termofluido				
Variável		Ttfe4	Ttfs4	
Temp termofluido	°C	312,352	?	Ttfe4= Ttfs3
Temp. saída termofl calculado	°C		326,13	Ttfs4= Ttfs

Tabela 17 - Temperaturas de cálculo em cada secção – radiação

Mecanismo de T.C.	convecção	radiação	total
Potência térmica Q_{tf}	kW	kW	kW
Secção convecção $tf_{CV2.1}$	25,0		25,0
Secção convecção $tf_{CV2.2}$	270,0		270,0
Secção radiação tf_{CV3} e $rad1$	79,0	138,0	217,0
Sub total	374,0	138,0	
Total			512,0
Resumo			
Potência térmica Q_{tf} projecto			500,0
Potencia total calculada			512,0

Tabela 18 - Resumo de potências térmicas de cálculo em cada secção

8.5 - Perda de carga

A perda de carga é um parâmetro importante no projecto do corpo de transferência de calor, pois uma velocidade elevada do fluido que reflecte um número de Reynolds também elevado intensifica a transferência de calor, pode por outro lado significar um gasto energético excessivo, devido à elevada perda de carga do fluido e originar um desgaste prematuro do material por erosão. Pelo que importa otimizar o compromisso transferência de calor - perda de carga, de forma a que esta última seja utilizada eficientemente. O critério de dimensionamento adoptado foi o proposto por Smith (1997).

Começa-se por desenvolver os cálculos relativos ao termofluido, no interior do feixe tubular, e a seguir no lado dos gases de combustão no exterior do feixe tubular, para o efeito foram utilizadas as seguintes equações:

I - Fluido frio – termofluido

Da equação 8.43 proposta por Mori e Nakayama em Smith (1997), obtém-se o coeficiente de fricção f_{tf} , em que D_{esp} é o diâmetro do feixe tubular considerado, que se refere à distância ao centro dos tubos, Re_{tf} é o número de Reynolds do termofluido e d_{ti} é o diâmetro interior do tubo, sendo válida a equação para valores elevados de Re como é o caso, o valor obtido é substituído na equação 8.44 subsequente, para se obter o valor da perda de carga do feixe tubular pretendido no lado do termofluido Δp_{tf} ,

$$f_{tf} = \frac{0,192 \left\{ 1 + \frac{0,068}{\left[Re_{tf} (d_{ti} / D_{esp})^{2,5} \right]^{0,167}} \right\} \sqrt{d_{ti} / D_{esp}}}{4 \left[Re_{tf} (d_{ti} / D_{esp})^2 \right]^{0,167}} \quad (8.43)$$

$$\Delta p_{tf} = \left(\frac{4 f_{tf} G_{tf}^2}{2 \rho_{tf}} \right) \left(\frac{l}{d_{ti}} \right) \quad (8.44)$$

em que G_{tf} é o fluxo mássico do termofluido, f_{tf} o coeficiente de fricção, l o comprimento linear de tubo do feixe tubular, d_{ti} é o diâmetro interior do tubo, ρ_{tf} a massa volúmica do termofluido. As propriedades do termofluido, da Solutia Therminol 68 referem-se à temperatura média de serviço de 300 °C. O número de Reynolds do termofluido é calculado através da equação 8.25 cujo diâmetro é referido ao diâmetro hidráulico D_h

II - Fluido quente – gases de combustão

Da equação 8.45, obtém-se o coeficiente de fricção f_g , em que P_y é a fracção livre da secção de escoamento dos gases, que é a razão entre o volume do feixe tubular V_{tub} e o volume da secção total de escoamento dos gases V_{sp} , Re_g é o número de Reynolds dos gases de combustão e é calculado de acordo com a equação 8.33,

$$f_g = P_y 0,26 Re_g^{0,117} \quad (8.45)$$

$$P_y = 1 - \left(\frac{V_{tub}}{V_{sp}} \right) \quad (8.46)$$

Em seguida efectua-se o cálculo de S através da equação 8.47, em que L é a altura do feixe tubular em d_{ti} é o diâmetro interior do tubo. Por outro lado r_h é um parâmetro adimensional que se calcula através da equação 8.48 e que relaciona as variáveis, em que A_{gc} é a secção de passagem dos gases, L atrás referida e S calculada pela equação 8.47,

$$S = \pi d_{ti} L \quad (8.47)$$

$$r_h = \frac{A_{gc} L}{S} \quad (8.48)$$

A partir dos valores obtidos nas equações anteriores, substituem-se na equação 8.49 e obtém-se o valor da perda de carga do feixe tubular do lado dos gases de combustão Δp_g ,

$$\Delta p_g = \left(\frac{f_g G_g^2}{2\rho_g} \right) \left(\frac{l}{r_h} \right) \quad (8.49)$$

em que G_g é o fluxo mássico, f_g o coeficiente de fricção, ρ_g a massa volúmica, dos gases de combustão e l o comprimento linear de tubo do feixe tubular.

Os valores da perda de carga obtidos encontram-se na Tabela 19.

			Feixe tubular II	Feixe tubular I
Dados de entrada principais				
Designação	Variável	Unidades	Valores	Valores
Diâmetro da espira	D_{esp}	m	1,4	1,54
Diâmetro nominal	DN		1 "	1 1/4"
Diâmetro interior tubo	d_{ti}	m	0,0243	0,0351
Compr. total do feixe tubular	l^*	m	171,5	131,0
Compr. total feixe tubular corrigido	l	m	57,2	65,5
Massa volúmica média termofluido	ρ_{tf}	kg/m ³	815,0	825,6
Massa volúmica média gases	ρ_{gc}	kg/m ³	0,28	0,55
Resultados				
Perda de carga termofluido	Δp_{tf}	kPa	68	161
Perda de carga gases	Δp_{gc}	kPa	1,5	3,7
Perda de carga total termofluido	Δp_T_{tf}	229	kPa	
Perda de carga total gases	Δp_T_{gc}	5,2	kPa	

Tabela 19 - Resultados do cálculo da perda de carga

8.6 - Considerações gerais sobre o termofluido

O sistema de termofluido escolhido é do tipo só em fase líquida, tendo sido seleccionado um termofluido orgânico da Solutia Therminol 68, que apresenta uma gama de temperatura de funcionamento até 370 °C. Como se vai queimar biomassa o que tem como consequência a existência de picos de temperatura devido ao elevado teor de voláteis, bem como à grande inércia térmica proveniente da fornalha e do leito é necessária uma margem confortável, de diferença de temperaturas entre a máxima admissível pelo termofluido e a temperatura de saída da caldeira de 325 °C, para minimizar o risco da decomposição térmica prematura do termofluido devido a um sobreaquecimento localizado.

A degradação térmica dos termofluidos pode ocorrer por oxidação ou decomposição térmica, que consiste na rotura das ligações moleculares, alterando as suas propriedades físico-químicas e termodinâmicas pontualmente, no limite ocorre a formação de lamas e resíduos carbonosos no interior do tubular da caldeira, as subsequentes incrustações com sobreaquecimento localizado da parede do feixe tubular, com consequências nefastas tanto para a caldeira como para a segurança de pessoas e bens. No caso de paragem de emergência ou de falha de energia, a segurança da instalação é assegurada com o recurso a bombas de reserva accionadas por motores de combustão interna ou a geradores de emergência, e outros dispositivos de segurança sem necessidade de energia eléctrica ou outra fonte externa para a sua actuação, (Pinho, 2008).

8.7 - Características técnicas

8.7.1 - Fornalha

A fornalha terá as seguintes características de acordo com a Tabela 20,

Q_{tf}	500	kW	Características técnicas gerais
Q_{mad}	626,7	kW	potência térmica útil no termofluido
η	79,78	%	potência térmica de queima bruta
m_{mad}	124,90	kg/h	rendimento térmico da caldeira
d_{pcomb}	0,0347	kg/s	capacidade de queima de biomassa
$p_{c,imad}$	5 a 6	mm	capacidade de queima de biomassa
	18070	kJ/kg	granulometria do combustível
$m_{carbono equiv}$	56,36	kg/h	poder calorífico inferior
	0,01565	kg/s	capacidade queima de partículas de carbono no leito
$P.C.I. carbono$	32794	kJ/kg	capacidade queima de partículas de carbono no leito
m_c	12 a 18	kg	poder calorífico inferior do carbono
t_{qc}	7 a 11	min	carga unitária sequencial
U_T	9,9	m/s	tempo médio de queima de uma carga
U	1,40	m/s	velocidade terminal da partícula
U_{mf}	0,346	m/s	velocidade média de fluidização
$r_{\text{ácio } U/U_{mf}}$	28,6		velocidade mínima de fluidização
$r_{\text{ácio } U/U_{mf}}$	4,0		de fluidização
f	85 - 95	%	racio velocidades
d_p	9,00E-06	m	fracção de queima
A_t	1,539	m ²	diâmetro da partícula do leito
D_L	1,4	m	área do leito fluidizado
TDH	1,6	m	diâmetro do leito
D_c	0,25	m	altura de desagregação
A_o	0,00028	m ² /furo	diâmetro equivalente médio da bolha
A_{inj}	0,00933	m ² /inj	área placa distribuidora por orifício
N_o	5445		área placa distribuidora por injector
N_{inj}	165		numero de orifícios total
d_{inj}	20	mm	numero de injectores
d_o	1,5	mm	diâmetro de entrada dos injectores
U_o	85	m/s	diâmetro de saída dos orifícios
U/U_o	1,65	%	velocidade média no orifício
m_{qt}	0,362	kg/s	racio área furada/ área total
m_{qc}	0,162	kg/s	caudal mássico de gases quentes totais
m_{vol}	0,042	kg/s	caudal mássico de gases relativo à fracção de carbono
m_{ar2oc}	0,158	kg/s	caudal mássico dos voláteis totais
V_{v1}	0,26	m ³ /s	caudal mássico de ar secundário
P_{v1}	5,50	kW	caudal volumico do ventilador primário
P_1	112,00	kPa	potência do ventilador primário
V_{v2}	0,17	m ³ /s	pressão estática do ventilador primário
P_{v2}	0,75	kW	caudal volumico do ventilador secundário
P_2	103,00	kPa	potência do ventilador secundário
V_1	1,50	m ³	pressão estática do ventilador secundário
P_{v1}	0,22	kW	volume da tremonha
m_{v1}	2,13	kg/s	potência do parafuso Arquimedes
D_{v1}	0,30	m	caudal de biomassa parafuso de Arquimedes máx até
P_{v2}	0,75	kW	diâmetro do parafuso Arquimedes
			potência da válvula rotativa

			Dimensões internas da fornalha
<i>Diâmetro</i>	1,4	m	diâmetro
<i>Altura</i>	2,2	m	altura
<i>Volume</i>	3,4	m ³	volume
<i>Q_{EL}</i>	407,0	kW/m ²	carga térmica superficial ao nível do leito
<i>T_{do leito}</i>	900	°C	temperatura média no leito
<i>T_{voláteis}</i>	1223	°C	temperatura de queima dos voláteis

Tabela 20 - Características principais da fornalha

8.7.2 - Caldeira de termofluido

As características técnicas principais da caldeira de termofluido são as discriminadas na Tabela 21,

Potência térmica	500	kW
Fluido a aquecer	termofluido	
Tipo	tubos de fluído	
Construção	vertical	
Número de passagens de gases	3	
Rendimento térmico	80	%
Termofluido: Fabricante	Solutia	
Referência	Therminol 68	
Temperatura do termofluido à saída da caldeira - T_{fs}	325	°C
Temperatura do termofluido à entrada da caldeira - T_{fe}	275	°C
Temperatura máxima dos gases à entrada	1300	°C
Temperatura média de saída de gases da caldeira - T_{gs}	320	°C
Caudal mássico de termofluido - m_{tf}	4,0	kg/s
Corpo de transferência de calor		
Feixe tubular	helicoidal	
Número de feixes tubulares	2	
Associação	série concêntricos	
Pressão máxima admissível de projecto	6	bar
Temperatura de projecto	370	°C
Pressão de serviço	2,5	bar
Número de Reynolds (feixe I e II)	211246/203422	
Ângulo da hélice	9°	
Espaçamento transversal entre feixes tubulares	0,015	m
Superfície de transferência de calor total	35	m ²
Volume interior do feixe tubular	206	litros
Tubo de aço sem costura	St 35.8	DIN 17175
Comprimento total de tubo	302	m
Chapa de aço	H I	DIN 17155
Flanges	C22.8	DIN 2633
Pressão nominal	PN25	
Pressão de projecto (a 370°C)	16	bar
Perda de carga – termofluido	229	kPa
-Feixe tubular interno II		
Diâmetro (ao centro dos tubos)	1,4	m
Altura	1,35	m
Diâmetro nominal	1	”
Diâmetro interior do tubo	0,0243	m
Número de espiras	39	
Número de Dean (D_{esp}/d_{ti})	42	
Superfície de transferência de calor	18	m ²
Superf. interna projectada (radiante)	5,7	m ²
-Feixe tubular externo I		
Diâmetro (ao centro dos tubos)	1,544	m
Altura	1,2	m
Diâmetro nominal	1 1/4”	
Diâmetro exterior do tubo	0,0351	m
Número de espiras	27	
Número de Dean (D_{esp}/d_{ti})	36,6	
Superfície de transferência de calor	17	m ²

Tabela 21 - Características técnicas da caldeira

8.8 - Procedimento de arranque

O procedimento de arranque é composto por duas etapas: a preparação e a ignição, contudo é necessário efectuar algumas verificações prévias de segurança e de preparação do leito. A verificação de segurança inclui a inspecção visual típica em caldeiras e de funcionamento dos diferentes componentes e equipamentos. A preparação do leito engloba a inspecção e verificação do estado das partículas, e se necessário a substituição de parte do leito repondo-se a massa deste até se obter novamente a altura de projecto, (Basu, 2006). Verifica-se ainda o estado dos injectores de ar com o leito.

Num arranque típico de uma instalação de leito fluidizado o procedimento é o seguinte:

- 1 - Alimentar cerca de 5 - 10 % em massa de combustível, em seguida ligar o ventilador de ar primário, com uma velocidade próxima da velocidade de borbulhamento;
- 2 - Ligar o ventilador do queimador de ignição, e verificar a operação de todo o sistema;
- 3- Ligar o queimador de ignição, ou colocar uma carga de combustível em chama, quando esta ficar alaranjada, deve-se aumentar muito suavemente o ar primário, pois o leito deverá estar ainda na fase de borbulhamento mínimo;
- 4 - Quando a temperatura do leito atingir entre os 600 a 800 °C, consoante as instruções do fabricante deve começar a alimentação de biomassa de modo regular para a fornalha. Uma redução do teor de oxigénio ou um aumento de CO₂ poderá significar o início da queima. A alimentação da biomassa deve ser interrompida se o teor de O₂ ou CO₂ fornecer indicação contrária;
- 5 - A alimentação de biomassa pode então aumentar gradualmente até atingir a temperatura normal de operação. Desligar o queimador, e estabilizar a combustão com o caudal de biomassa e ar de combustão projectados.

8.9 - Resultados obtidos

Na análise feita por secções no ponto 8.3.2, a soma dos valores das potências térmicas das várias secções para verificação da superfície de transferência de calor a potência térmica útil pretendida de 500 kW é excedida, de acordo com a Tabela 18, isto é o somatório de: $Q_{tfCV2.1} + Q_{tfCV2.2} + Q_{tfCV3} + Q_{rad} = 512,0$ kW, contudo para efeito de cálculo manteve-se a potência térmica nominal de 500 kW.

Os valores obtidos foram comparados com valores disponíveis em literatura da especialidade e verificou-se estarem dentro dos valores correntes. No caso da superfície de transferência de calor, a taxa global de transferência de calor é da ordem de 15 kW/m², isto é, a razão entre a potência térmica da caldeira e a sua superfície de transferência de calor, quando os valores típicos para caldeiras de termofluido a combustíveis fósseis variam entre 16 e 38 kW/m², (Pinho, 2008).

Na análise efectuada ao sistema fornalha-caldeira, os resultados decorrentes dos balanços desenvolvidos ao longo deste capítulo, resultaram em suma da resolução do seguinte sistema de equações:

I - Balanço ao sistema fornalha-caldeira

$$\dot{m}_{mad} P.C.I._{mad} = \dot{Q}_{tf} + \dot{m}_{gc} C_{p_{gc}} (T_{gs} - T_0) + 0,03 \dot{m}_{mad} P.C.I._{mad} \quad (8.2)$$

II - Balanço ao leito fluidizado

$$\dot{m}_{mad} P.C.I._{mad} = \dot{m}_{vol} P.C.I._{vol} + \dot{m}_{vol} C_{p_{vol}} (T_L - T_0) + \dot{m}_{gc} C_{p_{gc}} (T_L - T_0) + \sigma F_R \varepsilon_L A_t (T_L^4 - T_p^4) \quad (8.7)$$

III - Balanço à zona livre

$$\dot{m}_{vol} P.C.I._{vol} + \dot{m}_{vol} \tilde{C}_{p_{vol}} (T_L - T_0) + \dot{m}_{gc} \tilde{C}_{p_{gc}} (T_L - T_0) + \dot{m}_{ars} \tilde{C}_{p_{ar}} (T_1 - T_0) = \dot{m}_{gqr} \tilde{C}_{p_{gqr}} (T_{gqr} - T_0) \quad (8.11)$$

IV - Balanço à caldeira de termofluido

$$\dot{Q}_{tf} = \dot{m}_{gqr} c_{p_{gqr}} (T_{gqr} - T_{gc_s}) + \sigma F_R \varepsilon_L A_t (T_L^4 - T_p^4) \quad (8.12)$$

V - Cálculo de da superfície de transferência de calor da caldeira

$$\dot{Q}_{tf} = U_{gt} A_{suptransf} DTML \quad (8.38)$$

VI - Cálculo da temperatura média de parede do feixe tubular

$$h_{ti} A_{suptransf} \frac{d_{ti}}{d_t} (T_p - T_{mf}) = h_{to} A_{suptransf} (T_{gm} - T_p) \quad (8.50)$$

A equação 8.50 foi adaptada de Incropera e DeWitt (1990) e permite o cálculo da temperatura de parede, em que h_{ti} e h_{to} são respectivamente os coeficiente de convecção médios no interior e exterior do tubo previamente calculados, d_{ti} e d_t são respectivamente, os diâmetros interior e exterior do tubo, $A_{suptransf}$ é a superfície de transferência de calor do feixe tubular da caldeira, T_{mf} , T_p e T_{gm} são respectivamente: a temperatura média do termofluido, a temperatura média de parede do feixe tubular e a temperatura média dos gases de combustão.

Da equação 8.2 obtém-se o valor de \dot{m}_{mad} , uma vez que é conhecido m_{gc} como valor inicial e tomará posteriormente o valor calculado de \dot{m}_{gqT} através da equação 8.12, da 8.7 obtém-se o valor de \dot{m}_{vol} , da 8.11 obtém-se o valor de T_{gqT} , da 8.12 obtém-se o valor de $\dot{m}_{gqT}m$, da equação 8.38 obtém-se o valor de $A_{suptransf}$ e da equação 8.50 obtém-se a temperatura média de parede do feixe tubular T_p .

I - A verificação do coeficiente global de transferência de calor calculado U_{gt} é feita recorrendo à equação 8.51 aplicada ao sistema fornalha-caldeira,

$$\dot{Q}_{cv} = U_{gt} \cdot A_{suptransf} (T_{gm} - T_p) \quad (8.51)$$

em que Q_{cv} é a potência térmica devida à convecção e sabendo que: $Q_{cv} = Q_{tf} - Q_{rad} = 500-138 = 362$ kW, a $A_{suptransf} \approx 35$ m² e considerando uma temperatura média dos gases de combustão $T_{gm} = 760$ °C e resolvendo em ordem a U_{gt_i} obtém-se,

$$U_{gt I} = 22,8 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

II - Repetindo os cálculos para a verificação do coeficiente global de transferência de calor mantendo as restantes variáveis e alterando apenas para $T_{gm} = 610$ °C e resolvendo a equação em ordem a U_{gt} obtém-se,

$$U_{gt II} = 34 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

III - O coeficiente de transferência de calor global combinado de convecção e radiação, foi calculado como mero valor indicativo, para comparação de valores típicos de outros equipamentos, recorrendo à equação 8.52,

$$\dot{Q}_{cv} + \dot{Q}_{rad} = \bar{U}_{gt_comb} A_{suptransf} (T_{gm} - T_p) \quad (8.52)$$

Dado que são já conhecidos os valores: A_{suprad} , $Q_{rad} = 138$ kW, $Q_{cv} = 362$ kW, e considerando, por exemplo para uma temperatura média dos gases de combustão $T_{gm} = 760$ °C, obtém-se o valor pretendido de U_{gt_comb} ,

$$U_{gt_comb} = 31,5 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

Confrontou-se o valor calculado de h_{ti} de acordo com a Tabela 23, e o obtido com a fórmula constante da norma DIN4754 sobre instalações de transmissão de calor com termofluidos orgânicos, e constatou-se que este último era superior, no entanto optou-se por manter as correlações de Smith (1997) por serem mais conservadoras.

Foi obtida uma temperatura média de parede do feixe tubular de cerca de 306 °C, trata-se de um parâmetro importante em caldeiras de termofluido, e reflecte indirectamente o critério de projecto térmico, pois um valor elevado pode significar que a superfície de transferência de calor é reduzida, vulgo dimensionada à pele, e poder haver um maior risco de danos no feixe tubular, em função da variabilidade da carga da caldeira.

variável	designação	valor	unidades
Q_{mad}	Potência térmica da madeira	627	kW
Q_{tf}	Potência térmica da caldeira	500	kW
η	Rendimento térmico global	79,8	%
m_{mad}	Caudal de combustível madeira	0,0347	kg/s
$mgq\ T$	Caudal de gases quentes total	0,362	kg/s
$mgc\ C$	Caudal de gases combustão carbono	0,162	kg/s
m_{vol}	Caudal de voláteis totais	0,0425	kg/s
m_{ars}	Caudal de ar secundário	0,158	kg/s
$P.C.I.\ vol$	Poder calorífico dos voláteis	6197	kJ/(kg.K)
T_{vol}	Temperatura queima dos voláteis	1223	°C

Tabela 22 - Dados gerais do sistema fornalha-caldeira

variável	designação	valor	unidades
U_{gt}	Coef. global transferência	22,8	W/m ² K
h_{ti}	Coef. convecção interior termofluido	2050,0	W/m ² K
h_{to}	Coef. convecção exterior gases	23,3	W/m ² K
m_{mad}	Caudal de combustível madeira	0,0347	kg/s
$A_{suptransf}$	Área superf transf calor	35,0	m ²
$DTML$	Dif. temperatura média logaritmica	279,7	K
T_{ggT}	Temperatura entrada dos gases quentes	1223	°C
T_{gs}	Temperatura saída dos gases	320	°C
T_p	Temperatura média da parede	306	°C
Rs_i	Factor sujamento	0,001	(m ² K)/W

Tabela 23 - Dados gerais da transferência de calor na caldeira

Os valores que constam nas Tabelas 22 e 23 foram obtidos do programa de cálculo elaborado para o efeito e a folha de cálculo resumo é apresentada no Apêndice AI.4.

Os valores obtidos para a fornalha/queimador de leito fluidizado são considerados normais para este tipo de equipamentos nomeadamente, referindo apenas os principais: o diâmetro de partícula combustível, o diâmetro das partículas do leito, a carga térmica superficial do leito, o rácio de velocidades U/U_{mf} , entre outros, (Basu, 2006) e (Oka, 2004).

Capítulo 9 - Conclusões

Este trabalho consistiu no desenvolvimento de um queimador em leito fluidizado borbulhante (ACLFB) funcionando à pressão atmosférica para a queima de biomassa e a sua adaptação a uma caldeira pré-existente. Os objectivos definidos foram os seguintes:

- 1- o tipo de biomassa sólida a queimar;
- 2- os parâmetros de combustão;
- 3- o tempo de queima e o diâmetro da partícula combustível;
- 4- os parâmetros hidrodinâmicos do leito fluidizado borbulhante;
- 5- o ponto de funcionamento do queimador em leito fluidizado;
- 6- o balanço térmico do sistema fornalha-caldeira;
- 7- o atravancamento da fornalha.

Apesar da temática da biomassa e da combustão em leito fluidizado, ser multidisciplinar e complexa, começando pela biomassa pela sua grande diversidade aliado ao leito fluidizado pela envolvimento de fenómenos: físico-químicos, de transferência de calor e massa, de termodinâmica, de combustão, de mecânica de fluidos, etc; e do tempo limitado para se desenvolver este trabalho os objectivos definidos foram atingidos.

9.1 - Sugestões para trabalhos futuros

Como proposta de trabalho futuro concluiu-se da necessidade de dotar o sistema com a pré-secagem do combustível madeira, através da recuperação do calor dos gases de combustão à saída da caldeira que se encontram ainda a uma temperatura elevada da ordem dos 320 °C. Em alternativa poderia também optar-se pelo aquecimento de água sanitária, ou de ar quente, consoante as necessidades específicas do projecto. Sugere-se igualmente para trabalho futuro a obtenção de correlações, mediante metodologia experimental a definir, para feixes tubulares helicoidais com termofluidos (fluido frio) e vapor de água e em que o fluido quente seja o produto da combustão, como é o caso de caldeiras e recuperadores de calor dos gases de escape, dada a gama muito limitada de dados disponíveis em publicações científicas.

10 - Bibliografia

- Alexandrov, M., 1976, *Aparatos y maquinas de elevacion e transporte*, Editorial MIR.
- Bassam, EL., 1998, *Energy plant species*. James & James (Science Publishers) Ltd. (Ed.), Londres, Reino Unido.
- Basu, P., 2006, *Combustion and Gasification in Fluidised Beds*, Marcel Dekker, Inc, New York.
- Basu, P., Nag P., 1996, *Heat Transfer To Walls of a Circulating Fluidized Bed Furnace*, Chemical Engineering Science, 51, (1), pp. 1-26.
- Bhattacharya, S., 1998, *State of the art of biomass combustion*, Energy Sources, 20, pp. 113-135, Taylor and Francis.
- Bizzo, W., 2007, *Tecnologias da Biomassa para Conversão de Energia*, acesso à página electrónica em 05/01/2009, portal.ifi.unicamp.br/extensao/download-de-arquivos/xxi-oficina-de-fisica/palestras-xxi-oficina/XXI%20Oficina-bizzo.../file.
- Carvalho, J., Pinto, A., Pinho, C., 1991, *Mass transfer around carbon particles burning in fluidised beds*, Transactions of the Institution of Chemical Engineers, 69, Part A, pp. 63-70.
- Castro, D., 2006, *Sebenta de Transferência de Calor*, F.E.U.P..
- CE (1997), *Equipamentos sob pressão*, Parlamento Europeu e do Conselho, directiva comunitária 1997/23/CE.
- CE (2001), *Promoção da electricidade produzida a partir de fontes de energia renováveis no mercado interno da electricidade*, Parlamento Europeu e do Conselho, directiva comunitária 2001/77/CE.
- CE (2002), *Publicações e títulos das Normas Europeias harmonizadas a título da directiva comunitária 1997/23/CE*, Jornal das Comunidades Europeias, 2002/C 171/08, de 17/07/2002.
- CE (2003), *Promoção da utilização de biocombustível ou de outros combustíveis renováveis nos transportes*, Comissão Comunidades Europeias, directiva comunitária 2003/30/CE.
- CE (2005a), *Plano de acção biomassa*, Comissão das Comunidades Europeias
- CE (2005b), *Prevenção e Controlo Integrados da Poluição (IPPC) - Resumo, Documento de Referência sobre as melhores técnicas disponíveis para as grandes instalações de combustão*. Comissão das Comunidades Europeias.
- Cunha, C., 1991, *Sebenta de Máquinas Térmicas*, F.E.U.P..

Darton, R., LaNauze, R., Davidson J., Harrison, D., 1977, *Bubble growth due to coalescence in fluidized bed*, Transactions of the Institution of Chemical Engineers, 55, pp. 274-280.

DGEG, 2009, *Estatísticas rápidas* Abril 2008, Direcção-Geral de Energia e Geologia, acesso à página electrónica www.dgge.pt/ em 05/01/2009.

DGE, 1997, *Caldeira de alta eficiência a bagaço de azeitona*, José Carvalho Coimbra, S.A., 3, Direcção Geral da Energia, PEDIP.

DIN 4754, 1990, *Instalações de transmissão de calor com termofluidos orgânicos*, Deutsches Institute für Normung e.V..

D.L.178/2006, *Gestão de resíduos*, Diário da República, 1ª série, nº171 de 05/09/2006.

D.L.211/1999, *Transposição da Directiva 97/23/CE Equipamentos sob pressão*, Diário da República, 1ª série, nº136 de 14/06/1999.

EN 12952, 2001, *Norma Europeia relativa a caldeiras de tubos de água*.

EN 12952, 2002, *Norma Europeia relativa a caldeiras de tubos de água*.

EN 12953, 2001, *Norma Europeia relativa a caldeiras de tubos de fumos*.

EN 13445, 2002, *Recipientes sob pressão submetidos à acção da chama*.

ForesTech, 2006, *Biomassa Florestal Novas Técnicas de Produção e de Aproveitamento de Bio-combustíveis PETER*, Universidade de Évora.

GALP, 2009, *Glossário da Galp Energia informação press*, acesso à página electrónica em 10/01/2009 em <http://press.galpenenergia.com/galpmedia/vpt/glossário/>.

Gonçalves, M., 2007, *Potencial das Culturas Energéticas*, Raiz Grupo Portucel Soporcel, 6 de Junho, acesso à página electrónica do Google, em 05/12/2008.

Hein, D., Karl, J., 2006, Cap.5.2 *Conversion of biomass to heat and electricity*, Sub volume C: *Energy Technologies*, Bandi, A., Bogenrieder, W., Braitsch, W., Clauser, C., Dafu, Y., Fisch, M., Gökler, G., Goetzberger, A., Haas A., Hein, D., Heinloth, K., V. Huckemann, Karl, J., Laue, H., Neumann, A., Pürer, E., Richter, S., Rosillo-Calle, F., Shuqing, W., Song, W., Specht, M. Strobl, T., Walsum, W., Wagner, H., Wagner, U., Ziqin, T., Zunic, F., Springer.

HiroaKi, I., 1999, *Tecnologia de controlo automático e fail-safe aplicada a caldeiras*, Jitsum Tenbo, 190, pp. 7-11.

Huet, P., 1975, *Transporteur a vis archimède*, Feuille technique 751-A1, 1ª Edição, Editions Techniques.

Incropera, F., DeWitt, D., 1990, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 3ª Edição, John Wiley and Sons, New York.

- Kanury, A., 1977, *Introduction to Combustion Phenomena*, Gordon and Breach Science Publishers, New York.
- Khan, A., Jong, W., Jansens, P., Spliethoff, H., 2009, *Biomass combustion in fluidized bed boilers: Potential problems and remedies*, Fuel Processing, 90, pp. 21-50.
- Kreith, F., 2003, *Princípios de transferência de calor*, 6ª Edição, Thomson Learning.
- Kunii, D., Levenspiel, O., 1979, *Fluidization Engineering*, John Wiley and Sons, New York.
- Kunii, D., Levenspiel, O., 1991, *Fluidization Engineering*, 2ª Edição, Butterworth-Heinemann, Boston.
- Kuzman, R., 1970, *Tables et Diagrammes thermodynamiques*, Editions Eyrolles.
- Leckner, B., 2006, Cap. 5 *Fluidised beds*, Grace, R., Leckner, B., Zhu, J., Cheng Y., *Multiphase Flow Handbook*, Crowe, C., Taylor & Francis Group, LLC.
- McKendry, P., 2002a, *Energy production from biomass (part 1): overview of biomass*, Bioresource Technology, 83, pp. 37-46.
- McKendry, P., 2002b, *Energy production from biomass (part 2): conversion technologies*, Bioresource Technology, 83, pp. 47-54.
- Mota, O., Pinto, A., Campos, J., 1994, "Fluidised-bed combustion of a charge of a coke with a wide distribution of particle sizes", Chemical Engineering Science, 49, 8, pp. 209.
- Nogueira, M., 2007, *Biomassa energética: Caracterização de Biomassa*: acesso à página electrónica em 10/01/2009, www.bepinet.net/pdfs/atividades/.../caracterizaçãode%20Biomassa20Upfa.pdf.
- Núñez-Regueria, L., Rodriguez-Anon, J., Proupín, J., 2000, *Design of risk index maps as a tool to prevent forest fires in the humid Atlantic zone of Galicia*, Thermochemica Acta 349, pp. 103-119.
- Núñez-Regueria, L., Rodriguez-Anon, J., Proupín, J., Núñez-Fernandez, O., 2001, *Calculation of forest biomass indices as a tool to fight forest fires*, Thermochemica Acta 378, pp. 9-25.
- Nussbaumer, T., 2003, *Combustion and co-combustion of biomass: fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction*, Energy & Fuels, 17, pp. 1510-1521.
- Obernberger, I., 1998, *Decentralized biomass combustion state of the art and future development*, Biomass and Bioenergy, 14, (1), pp. 33-56.
- Oka, S., 2004, *Fluidized Bed Combustion*, Marcel Dekker, Inc, New York.

- Oliveira, A., 2006, *Silvicultura*, acesso à página electrónica [www.isa.utl.pt/def/files/File/disciplinas/silvicultura/primeira e segunda aulas.Pdf](http://www.isa.utl.pt/def/files/File/disciplinas/silvicultura/primeira_e_segunda_aulas.Pdf) em 05/01/2009.
- Pinho, C., Carvalho, J., 1984, *The combustion of coke particles in a fluidised bed. Some aspects of kinetic data collection*, Chemical Engineering Symposium Series No. 87, pp. 77.
- Pinho, C., 2004, *Máquinas Térmicas*, transparências das aulas, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, F.E.U.P..
- Pinho, C., 2005a, *Combustão*, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, F.E.U.P..
- Pinho, C., 2005b, *Transporte Pneumático*, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, F.E.U.P..
- Pinho, C., 2007, *Texto sobre queima de biomassa em leito fluidizado*, Comunicação pessoal.
- Pinho, C., 2008, *Gestão de Energia Térmica*, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, F.E.U.P..
- prNP 4486, 2008, IPQ de Outubro de 2008, *Combustível derivado de resíduos (CDR); Enquadramento para a produção, classificação e gestão da qualidade*, acesso à página electrónica em [www.ipq.pt/backfiles/ prNP 4486 _2008.pdf](http://www.ipq.pt/backfiles/prNP_4486_2008.pdf) em 05/01/2009.
- PT, 2007, Presidência Portuguesa na União Europeia, acesso à página electrónica www.eu2007.pt/UE/vPT em 05/01/2009.
- Rodrigues, A., 2006, *Energias Renováveis*, apontamentos, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, F.E.U.P..
- Ross, I., Davidson, J., 1981, *The Combustion of Carbon Particles in a Fluidised Bed*, Transactions of the Institution of Chemical Engineers, 59, pp. 108.
- Smith, E., 1997, *Thermal design of heat exchangers*, John & Wiley.
- Staiss, C., Pereira, H., 2001, *Biomassa energia renovável na agricultura e no sector florestal*, Instituto Superior de Agronomia Centro de Estudos Florestais, Agros, 1, pp 21-30.
- Strehler, A., 2000, *Technologies of wood combustion*, Ecological Engineering, 16, pp 25-40.

AI.1 – Definição de biomassa (resumo)

1-Transcrição parcial do D.L.178/2006

-“c)«Biomassa» os produtos que consistem, na totalidade ou em parte, numa matéria vegetal proveniente da agricultura ou da silvicultura, que pode ser utilizada como combustível para efeitos de recuperação do seu teor energético, bem como dos resíduos a seguir enumerados:

i)Resíduos vegetais provenientes da agricultura e da silvicultura que não constitua biomassa florestal ou agrícola;

ii) resíduos vegetais fibrosos provenientes da indústria de transformação de produtos alimentares, se o calor gerado for recuperado;

iii) resíduos vegetais fibrosos provenientes da produção de pasta virgem e de papel se forem co-incinerados no local de produção e o calor gerado for recuperado;

iv)resíduos de cortiça;

v) resíduos de madeira, com excepção daqueles que possam conter compostos orgânicos halogenados e metais pesados resultantes de tratamento com conservantes ou revestimento, incluindo, em especial, resíduos de madeira provenientes de obras de construção e demolição.

d) «Biomassa agrícola» a matéria vegetal proveniente da actividade agrícola nomeadamente de podas de formações arbóreo-arbustivas, bem como material similar proveniente da manutenção de jardins.

e) «Biomassa florestal» a matéria vegetal proveniente da silvicultura, e dos desperdícios da actividade florestal, incluindo apenas a matéria resultante das operações de condução, nomeadamente de desbaste e desrama, gestão de combustíveis e da exploração dos povoamentos florestais, como os ramos, bicadas, cepos, folhas, raízes e cascas;”, D.L.178/2006.

2- Transcrição parcial da Directiva comunitária, 2001/77/CE

- “Biomassa, a fracção biodegradável de produtos e resíduos provenientes da agricultura (incluindo substâncias vegetais e animais), da silvicultura e das indústrias conexas, bem como da fracção biodegradável de resíduos industriais e urbanos.” Directiva comunitária, 2001/77/CE, (CE, 2001).

3- Transcrição parcial da norma prNP 4486 (2008).

- “Biomassa, a fracção biodegradável de produtos e resíduos provenientes da agricultura (incluindo substâncias vegetais e animais), da silvicultura e das indústrias conexas, bem como da fracção biodegradável de resíduos industriais e urbanos. Está excluído o material incorporado de formações geológicas ou transformado em fóssil.”, (prNP 4486, 2008).

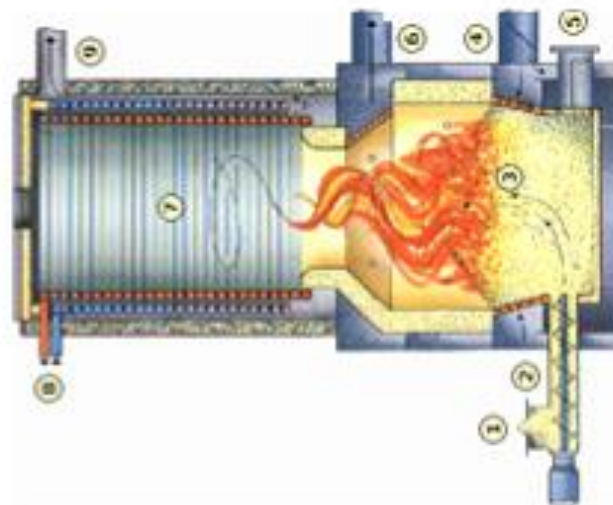
4- Transcrição parcial de definição

- “Silvicultura – conjunto de conhecimentos teóricos e práticos que possibilitava criação de uma floresta e o controlo da sua composição, estrutura e desenvolvimento (SPURR, 1979).

A prática da Silvicultura consiste: condução cultural dos povoamentos florestais, pela aplicação de cortes culturais (desbastes, limpezas e desramações) e fertilizações de modo a manter e aumentar a sua utilidade de acordo com as necessidades do proprietário.....”, (Oliveira, 2006)

AI.2 – Exemplos de caldeiras com queima de biomassa

Conceito de caldeira
vertical integral



Caldeira dedicada à queima de
biomassa sólida



Caldeira tradicional com fornalha
exterior queima de bagaço de azeitona

DGE, (1997)

Dados técnicos da caldeira tradicional horizontal
com fornalha exterior:

Categoria	1ª
Vaporização	3000 kg/h
Superfície Aquecimento	110 m ²
Superfície Grelha	3,8 m ²
Capacidade	12,1 m ³
Timbre	0,98 MPa
Rendimento	86 %

PROJECTO

O desenvolvimento deste projecto, designadamente a montagem do novo equipamento (caldeira vapor - rendimento de 86% à carga nominal), permite economizar cerca de 136 tep anualmente.

O principal objectivo deste projecto consistiu na redução do auto-consumo de bagaço de azeitona (subproduto do processo), através da substituição do principal consumidor da fábrica, a caldeira de vapor, por outra energeticamente mais eficiente. O projecto foi concluído em Abril de 1997, tendo tido um tempo de execução de 6 meses.

PRINCIPAL TECHNICAL CHARACTERISTICS

Supplier

Type of Equipment

Fenix 3000 type steam generator, tubular gas, three stage pass through, with a piped water cooled preparatory kin, equipped for burning the olive skin extracts with the following characteristics:

Type Cg/D Mixed

Category: 1st

Make: LG

Model: FENIX 3000

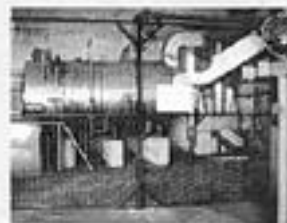
Vaporisation: 3.000 Kgh

Heating Surface: 110 m²

Grill Surface: 3.6 m²

Operating Pressure: 0.98 Mpa

Total Capacity: 12.144 m³



Caldeira de Vapor tubos de fumos com formilha exterior com queima de biomassa, bagaço de azeitona, DGGE (1997).

AI.3 – Tipos construtivos de caldeiras

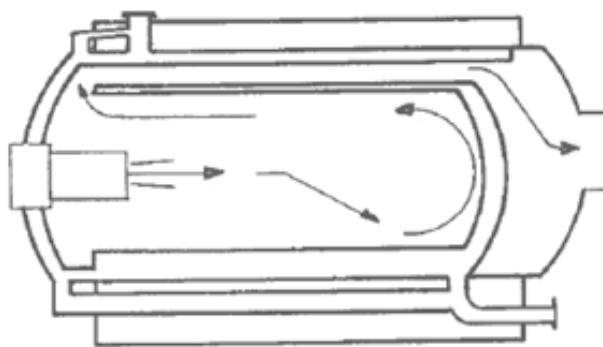


Figura I - Caldeira de água quente tipo tubos de fumos e tripla passagem de gases com inversão de gases no tubo de fogo

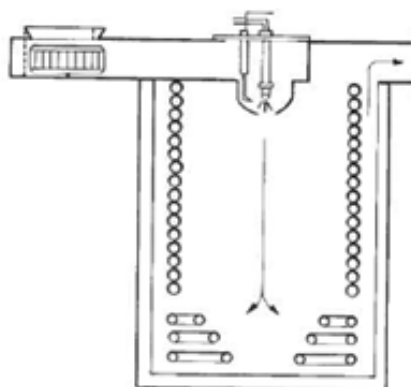


Figura II - Gerador de vaporização instantânea tipo tubos de água e dupla passagem de gases

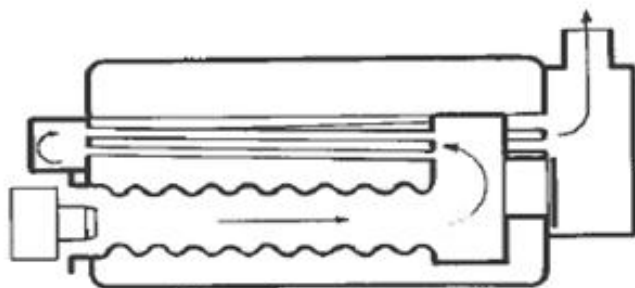


Figura III - Caldeira de vapor saturado tipo tubos de fumos e tripla passagem de gases

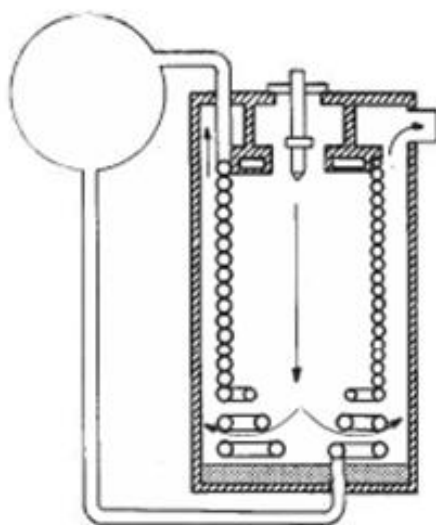


Figura IV - Caldeira de termofluido tipo tubos de água e dupla passagem de gases

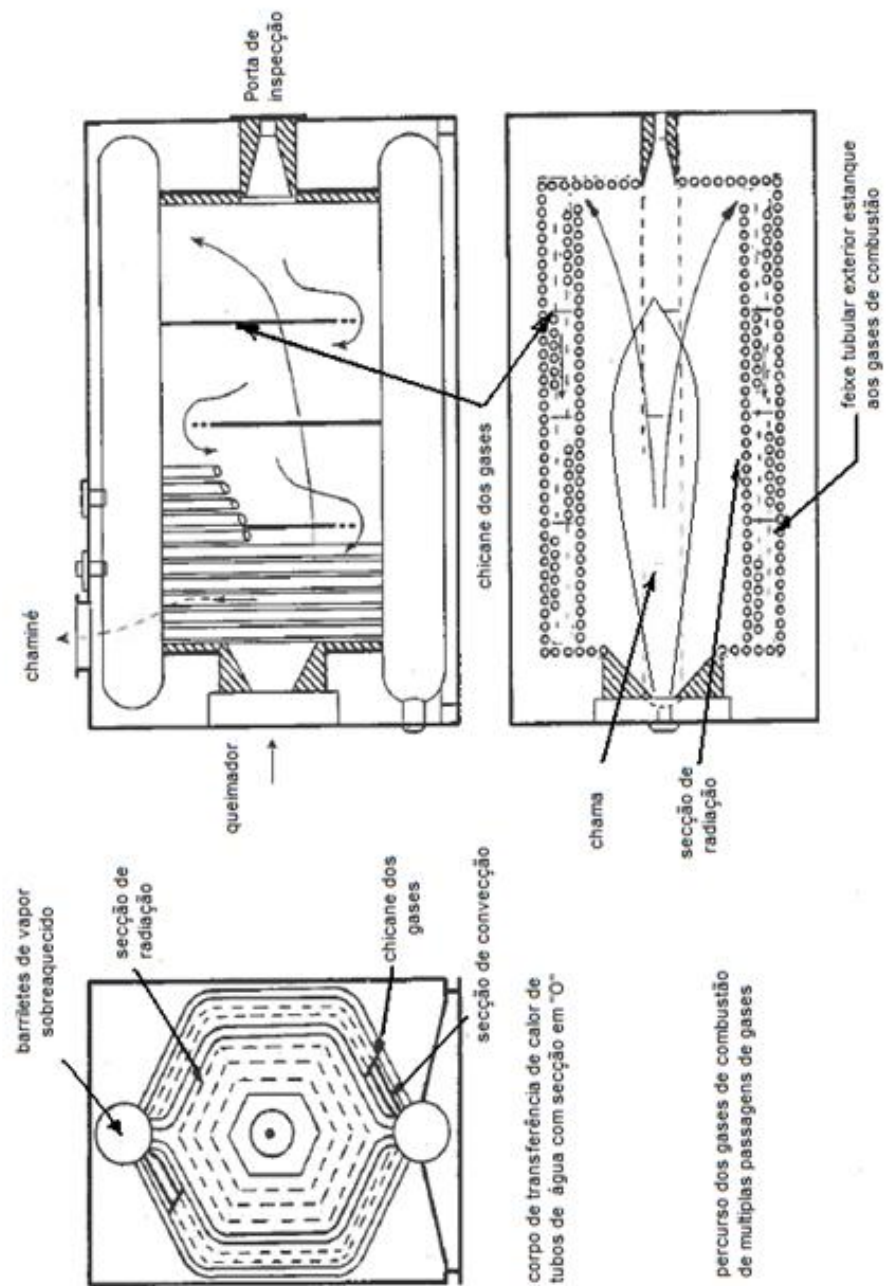


Figura V - Caldeira de vapor sobreaquecido tipo tubos de água horizontal e múltipla passagem de gases

AI.4 – Resultados do programa de cálculo

corrida	m_{mad} kg/s	Q_{mad} Kw	η %	$m_{gc\ C}$ kg/s	m_{vol} kg/s	T_{ggT} ° C	m_{ggT} kg/s	Q_{ggT} kW	m_{ars} kg/s
	0,0351	633,68				1200	0,371	362	
0	0,0348	629,50	79,43	0,1657	0,0420	1241,78	0,354	362	0,1635
1	0,0346	624,34	80,09	0,1582	0,0429	1299,55	0,334	362	0,1534
2	0,0342	617,91	80,92	0,1489	0,0440	1278,74	0,341	362	0,1407
3	0,0343	620,14	80,63	0,1521	0,0436	1252,96	0,350	362	0,1451
4	0,0345	623,03	80,25	0,1563	0,0431	1221,00	0,363	362	0,1508
5	0,0347	626,85	79,76	0,1619	0,0424	1220,23	0,363	362	0,1583
6	0,0347	626,94	79,75	0,1620	0,0424	1221,23	0,363	362	0,1585
7	0,0347	626,82	79,77	0,1618	0,0424	1222,23	0,362	362	0,1582
8	0,0347	626,69	79,78	0,1616	0,0425	1223,23	0,362	362	0,1580

Resultado do processamento do programa de cálculo relativo à resolução do sistema de equações do ponto 8.9.

11 - Nomenclatura

<i>Variável</i>	<i>Designação</i>	<i>Unidades</i>
AC	<i>Relação ar- combustível</i>	
A_{gc}	<i>Área de passagem dos gases de combustão</i>	m^2
A_i	<i>Área da superfície i</i>	m^2
A_{inj}	<i>Área do injector</i>	m^2
A_o	<i>Área orifício</i>	m^2
A_t	<i>Área/secção do leito</i>	m^2
A_{ti}	<i>Área/secção interna do tubo</i>	m^2
Ar	<i>Número de Arquimedes</i>	
$A_{suptransf}$	<i>Área da superfície transferência de calor</i>	m^2
$A_{suptransf\ i}$	<i>Área da superfície transferência de calor da secção i</i>	m^2
C_b	<i>Concentração molar de O_2 no interior da fase densa</i>	$kmol/m^3$
C'_d	<i>Coeficiente de arrasto de cada partícula</i>	
C_{DS}	<i>Coeficiente de descarga no orifício</i>	
C_o	<i>Concentração molar de O_2 no interior das bolhas</i>	$kmol/m^3$
C_p	<i>Concentração molar de O_2 à entrada do leito</i>	$kmol/m^3$
c_p	<i>Calor específico médio a pressão constante</i>	$kJ/(kgK)$
c_{par}	<i>Calor específico do ar a pressão constante</i>	$kJ/(kgK)$
c_{pgc}	<i>Calor específico dos gases de combustão a pressão constante</i>	$kJ/(kgK)$
c_{pgc}^C	<i>Calor específico dos gases de combustão a pressão constante relativo à fracção mássica do carbono</i>	$kJ/(kgK)$
c_{pgqT}	<i>Calor específico dos gases de combustão quentes totais a pressão constante</i>	$kJ/(kgK)$
c_{pprod}	<i>Calor específico dos produtos da combustão</i>	$kJ/(kgK)$
$c_{pProd\ i}$	<i>Calor específico médio do produto da reacção i</i>	$kJ/(kgK)$
c_{pRi}	<i>Calor específico médio do reagente i</i>	$kJ/(kgK)$
C_{sf}	<i>Coeficiente de atrito do parafuso Arquimedes</i>	
c_{ptf}	<i>Calor específico do termofluido</i>	$kJ/(kgK)$
c_{pvol}	<i>Calor específico dos gases de combustão a pressão constante relativo à fracção mássica dos voláteis</i>	$kJ/(kgK)$

$Desp$	<i>Diâmetro do feixe tubular helicoidal ao centro dos tubos</i>	<i>m</i>
$Despe$	<i>Diâmetro exterior do feixe tubular helicoidal</i>	<i>m</i>
$Desp_i$	<i>Diâmetro interior do feixe tubular helicoidal</i>	<i>m</i>
d	<i>Diâmetro característico da biomassa</i>	<i>m</i>
$d(d)$	<i>Diâmetro de redução da partícula em cada instante</i>	<i>m</i>
D_e	<i>Diâmetro equivalente médio da bolha</i>	<i>m</i>
De	<i>Número de Dean , Smith</i>	
d_f	<i>Diâmetro partícula combustível final</i>	<i>m</i>
D_g	<i>Difusibilidade de O_2</i>	<i>m²/s</i>
D_{gc}	<i>Difusibilidade dos gases de combustão</i>	<i>m²/s</i>
D_h	<i>Diâmetro hidráulico</i>	<i>m</i>
d_i	<i>Diâmetro partícula combustível inicial</i>	<i>m</i>
d_{inj}	<i>Diâmetro do injector</i>	<i>m</i>
D_L	<i>Diâmetro do leito</i>	<i>m</i>
DN	<i>Diâmetro nominal do tubo</i>	<i>m</i>
d_o	<i>Diâmetro do orifício</i>	<i>m</i>
d_p	<i>Diâmetro da partícula do leito</i>	<i>m</i>
$d_{p\ comb}$	<i>Diâmetro da partícula combustível</i>	<i>m</i>
D_{sf}	<i>Diâmetro do parafuso Arquimedes</i>	<i>m</i>
d_t	<i>Diâmetro exterior do tubo</i>	<i>m</i>
D_{tf}	<i>Difusibilidade do termofluido</i>	<i>m²/s</i>
d_{ti}	<i>Diâmetro interior do tubo</i>	<i>m</i>
$DTML$	<i>Diferença de temperatura média logaritmica</i>	<i>°C, K</i>
e	<i>Excesso de ar</i>	<i>%</i>
$e.v.$	<i>Energia térmica por volume</i>	<i>GJ/m³</i>
f	<i>Fracção queimada</i>	<i>%</i>
f_g	<i>Coefficiente de atrito dos gases de combustão</i>	
F_{ij}	<i>Factor de forma</i>	
F_R	<i>Factor correcção da radiação térmica</i>	
Fr_{mf}	<i>Número de Froude à velocidade mínima de fluidização</i>	
f_{tf}	<i>Coefficiente de atrito do termofluido</i>	
g	<i>Aceleração gravítica</i>	<i>m/s²</i>
G_g	<i>Velocidade mássica dos gases de combustão</i>	<i>kg/(m²s)</i>

G_{tf}	Velocidade mássica do termofluido	$\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$
h	Altura corrigida do leito	m
Δh_o	Entalpia de combustão	kJ/kg
H_{H_2O}	Altura de coluna de água	m
h_i	Entalpia do elemento i	kJ/kg
H_{mf}	Altura do leito à velocidade mínima de fluidização	m
H_{Pi}	Entalpia dos produtos da reacção	kJ/kg
H_{Ri}	Entalpia dos reagentes	kJ/kg
H_{sf}	Altura relaiva à inclinação do parafuso Arquimedes	m
h_{ii}	Coefficiente de convecção interior, do termofluido	$\text{W}/(\text{m}^2\text{k})$
h_{to}	Coefficiente de convecção exterior, dos gases de combustão	$\text{W}/(\text{m}^2\text{k})$
K	Resistência global de queima	
kl	Coefficiente de fluidização	
k_c	Constante da taxa de reacção química	m/s
K_g	Condutibilidade térmica do ar	$\text{W}/(\text{mK})$
K_{gc}	Condutibilidade térmica dos gases de combustão	$\text{W}/(\text{mK})$
K_m	Condutibilidade térmica do tubo	$\text{W}/(\text{mK})$
K_{sf}	Factor de correção da inclinação do parafuso Arquimedes	
K_T	Coefficiente de cálculo da velocidade terminal	
K_{tf}	Condutibilidade térmica do termofluido	$\text{W}/(\text{mK})$
L	Altura do feixe tubular helicoidal	m
L_b	Comprimento característico da biomassa	m
l	Comprimento de tubo do feixe tubular helicoidal	m
l^*	Comprimento do tubo do feixe tubular helicoidal corrigido	m
L_{sf}	Comprimento do parafuso Arquimedes	m
m_{ar}	Massa de ar por kg de combustível	kg
m_{ar}	Caudal mássico de ar primário	kg/s
m_{ars}	Caudal mássico de ar secundário	kg/s
m_c	Massa da carga de partículas de carbono	kg
m'_c	Massa da carga de partículas de carbono	partículas
$m_{carbono}$	Massa de carbono	kg
$m_{carbono}$	Caudal de partículas de carbono	kg/s
m_{cinza}	Caudal de cinza	kg/s
m_{comb}	Caudal de combustível	kg/s

M_{comb}	Massa molar do combustível	kg
M_c	Massa molecular do Carbono	kg/kmol
m_{gc}	Caudal mássico dos gases de combustão	kg/s
m_{gqT}	Caudal mássico dos gases quentes totais	kg/s
m_i	Massa do elemento i	kg
M_i	Massa molar do produto da combustão i	kg/kmol
m_{mad}	Caudal mássico de madeira	kg/s
m_{mad}	Massa de madeira	kg
m_{Prodi}	Massa do produto da combustão i	kg
$m_{prodcomb}$	Massa dos produtos da combustão	kg
$m_{prodcomb}$	Caudal mássico dos produtos da combustão	kg/s
m_{Ri}	Massa dos reagentes	kg
m_{sf}	Caudal mássico do parafuso Arquimedes	kg/s
m_{-f}	Caudal mássico do termofluido	kg/s
m_{vol}	Caudal mássico dos voláteis	kg/s
n_l	Coefficiente de equivalência de perda de carga	
N_c	Carga de partículas	
n_c	Consumo molar de partículas	kmol/s
n_i	Coefficiente dos reagentes	
N_o	Número de orifícios por m^2	
n_{sf}	Velocidade de rotação do moto-redutor do parafuso Arquimedes	r.p.m.
Nu_{f}	Número de Nusselt do termofluido	
Nu_{gc}	Número de Nusselt dos gases de combustão	
P	Passo do parafuso Arquimedes	m
p_{atm}	Pressão atmosférica	kPa
p_1	Pressão estática à saída do ventilador de ar primário	kPa
p_2	Pressão estática à saída do ventilador de ar secundário	kPa
$P.C.I.$	Poder calorífico inferior	kJ/kg
$P.C.I._{mad}$	Poder calorífico inferior da madeira	kJ/kg
$P.C.I._{vol}$	Poder calorífico inferior dos voláteis	kJ/kg
$P.C.I._C$	Poder calorífico inferior do carbono	kJ/kg
Pr_{gc}	Número de Prandtl dos gases de combustão	
Pr_{tl}	Número de Prandtl do termofluido	

P_{sf}	Potência absorvida do parafuso Arquimedes	kW
P_v	Potência total absorvida dos ventiladores	kW
P_{v1}	Potência absorvida do ventilador de ar primário	kW
P_{v2}	Potência absorvida do ventilador de ar secundário	kW
P_{vR}	Potência da válvula rotativa	kW
P_y	Fracção livre da secção de escoamento dos gases de combustão	
Q	Taxa de transferência de massa entre a bolha e a fase densa	
Q_{ar}	Potência térmica do ar à entrada do leito	kW
Q_{EL}	Carga térmica ao nível do leito	kW/m ²
Q_{gcC}	Potência térmica dos gases de combustão relativa à fracção mássica do carbono	kW
Q_{gs}	Potência térmica dos gases de combustão	kW
Q_{gqT}	Potência térmica dos gases quentes totais	kW
Q_{mad}	Potência térmica do combustível madeira	kW
Q_p	Potência térmica das restantes perdas do sistema	kW
Q_{rad}	Potência térmica de radiação	kW
$Q_{rad\ i}$	Potência térmica de radiação da secção i	kW
Q_{tf}	Potência térmica do termofluido	kW
$Q_{tfCv\ i}$	Potência térmica do termofluido da secção i	kW
Q_{vol}	Potência térmica dos voláteis	kW
Re_d	Número de Reynolds da placa distribuidora	
Re_g	Número de Reynolds do ar	
Re_{gc}	Número de Reynolds dos gases de combustão	
Re_{mf}	Número de Reynolds à velocidade mínima de fluidização	
Re_q	Resistência térmica equivalente	m ⁻²
Re_T	Número de Reynolds à velocidade terminal	
Re_{tf}	Número de Reynolds do termofluido	
Re_{tr}	Número de Reynolds de transição	
r_h	Coefficiente de perda de carga do feixe tubular helicoidal	
r_i	Coefficiente dos reagentes	
R_i	Resistência térmica da superfície i	m ⁻²
R_{i-j}	Resistência térmica da superfície i relativamente a j	m ⁻²
RJ	Número de Romero e Johnson	
$R_{s,i}$	Coefficiente de sujamento interior do feixe tubular helicoidal	(m ² K)/W

R_T	Resistência térmica total	m^{-2}
R_V	Razão do peso energético da ventilação	%
S	Coefficiente de perda de carga do feixe tubular helicoidal	
Sh	Número de Sherwood	
T_0	Temperatura ambiente	$^{\circ}C, K$
T_1	Temperatura do combustível madeira	$^{\circ}C, K$
T_2	Temperatura do leito fluidizado	$^{\circ}C, K$
$T1$	Temperatura da superfície 1	K
$T2$	Temperatura da superfície 2	K
$T3$	Temperatura da superfície 3	K
TDH	Altura de desagregação	m
T_{ife}	Temperatura de entrada do termofluido	$^{\circ}C, K$
T_{ifs}	Temperatura de saída do termofluido	$^{\circ}C, K$
T_{mf}	Temperatura média do termofluido	$^{\circ}C, K$
T_{gm}	Temperatura média dos gases de combustão	$^{\circ}C, K$
T_{gs}	Temperatura de saída dos gases de combustão	$^{\circ}C, K$
T_{gqT}	Temperatura dos gases quentes totais	$^{\circ}C, K$
$T_{gqT\ i}$	Temperatura dos gases quentes totais da secção i	$^{\circ}C, K$
$T_{gs\ i}$	Temperatura de saída dos gases da secção i	$^{\circ}C, K$
T_L	Temperatura do leito fluidizado	$^{\circ}C, K$
T_P	Temperatura média de parede do feixe tubular helicoidal	$^{\circ}C, K$
T_{qc}	Tempo de queima de uma carga	s
T_{vol}	Temperatura dos voláteis	$^{\circ}C, K$
T_{vt}	Autonomia da tremonha	s
U	Velocidade de fluidização	m/s
U_A	Velocidade de ascensão da bolha	m/s
U_o	Velocidade no orifício	m/s
U_{gc}	Velocidade média dos gases de combustão	m/s
U_{gcomb}	Coefficiente global combinado de transferência de calor	$W/(m^2k)$
U_{gt}	Coefficiente global de transferência de calor	$W/(m^2k)$
$U_{gt\ i}$	Coefficiente global de transferência de calor da secção i	$W/(m^2k)$
$U_{gt\ I, II}$	Coefficiente global de transferência de calor relativos a I e a II	$W/(m^2k)$
U_{mf}	Velocidade mínima de fluidização	m/s
$U_{Tesferic}$	Velocidade terminal da partícula esférica	m/s

U_{tf}	Velocidade média do termofluido	m/s
$U_{Tnesferic}$	Velocidade terminal da partícula não esférica	m/s
U/U_{mf}	Razão entre a velocidade de fluidização e a velocidade mínima de fluidização	
U_T/U_{mf}	Razão entre a velocidade terminal e a velocidade mínima de fluidização	
v_{ar1}	Caudal de ar de combustão primário	m ³ /s
v_{ar2}	Caudal de ar de combustão secundário	m ³ /s
V_{gc}	Caudal volúmico dos gases de combustão	m ³ /s
v_i	Caudal volúmico de ar	m ³ /s
v'_i	Caudal volúmico de ar	Nm ³ /s
V_{sp}	Volume da secção de passagem dos gases no feixe tubular helicoidal	m ³
V_t	Volume da tremonha	m ³
V_{tf}	Caudal volúmico médio de termofluido	m ³ /s
V_{tub}	Volume do feixe tubular helicoidal	m ³
X	Taxa de troca de volume da bolha	
y	Altura acima do distribuidor	m
Y_C	Fracção mássica do carbono	%
Y_i	Fracção mássica do elemento i	%
Y_{vol}	Fracção mássica dos voláteis	%

Letras Gregas

α_r	Coefficiente de absorção de radiação térmica	
Δp_d	Perda de carga da placa distribuidora	Pa
Δp_{gc}	Perda de carga dos gases de combustão	Pa
Δp_L	Perda de carga no leito	Pa
$\Delta p T_{gc}$	Perda de carga total dos gases de combustão	Pa
Δp_{tf}	Perda de carga do termofluido	Pa
$\Delta p T_{tf}$	Perda de carga total do termofluido	Pa
ΔT_1	Diferença de temperatura 1	°C, K
ΔT_2	Diferença de temperatura 2	°C, K
ε_i	Emissividade da superfície i	
ε_L	Emissividade do leito	
ε_{mf}	Porosidade do leito referida à velocidade mínima de fluidização	

ε_p	<i>Emissividade do feixe tubular</i>	
η	<i>Rendimento térmico da caldeira</i>	%
η_v	<i>Rendimento mecânico do ventilador</i>	%
Φ	<i>Tipo de modelo de queima</i>	
ϕ_s	<i>Esfericidade da partícula</i>	
λ	<i>Coefficiente de enchimento do parafuso Arquimedes</i>	
ρ_c	<i>Massa volúmica do carbono</i>	kg/m^3
ρ_g	<i>Massa volúmica do ar</i>	kg/m^3
ρ_{gc}	<i>Massa volúmica dos gases de combustão</i>	kg/m^3
ρ_{H_2O}	<i>Massa volúmica de água</i>	kg/m^3
ρ_{mad}	<i>Massa volúmica da madeira</i>	kg/m^3
ρ_r	<i>Coefficiente de reflectividade de radiação térmica</i>	
ρ_s	<i>Massa volúmica da partícula de areia do leito</i>	kg/m^3
ρ_{tf}	<i>Massa volúmica do termofluido</i>	kg/m^3
σ	<i>Constante de Stephan-Boltzmann</i>	$\text{W/(m}^2\text{K}^4)$
τ_r	<i>Coefficiente de transmissividade de radiação térmica</i>	
μ_{ar}	<i>Viscosidade dinâmica do ar</i>	kg/(ms)
μ_{gc}	<i>Viscosidade dinâmica dos gases de combustão</i>	kg/(ms)
$\mu_{p_{tf}}$	<i>Viscosidade dinâmica do termofluido à temperatura de parede do feixe tubular</i>	kg/(ms)
μ_{tf}	<i>Viscosidade dinâmica do termofluido</i>	kg/(ms)
ν_{gc}	<i>Viscosidade dinâmica dos gases de combustão</i>	Pa.s
ν_{tf}	<i>Viscosidade dinâmica do termofluido</i>	Pa.s